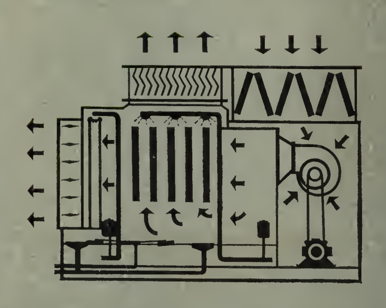
Б.Н.Голубков
Б.И.Пятачков
Т.М.Романова

# КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА, ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Для студентов вузов



ББК 38.762
Г 62
УДК 697(075.8)
Б.Н. Голубков и др.
Кондиционирование воздуха,
отопление и вентиляция
М., „Энергоиздат", 1982
ВЗ 0115

Б. Н. ГОЛУБКОВ, Б. И. ПЯТАЧКОВ,
Т. М. РОМАНОВА

# КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА, ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Промышленная теплоэнергетика»

МОСКВА ЭНЕРГОИЗДАТ 1982

ББК 38.762
Г62
УДК 697(075.8)

Рецензенты: Кафедра теоретической и промышленной теплотехники ВЗПИ; В. И. Шлыков.

**Голубков Б. Н.** и др.

Г62 Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция: Учебник для вузов/Б. Н. Голубков, Б. И. Пятачков, Т. М. Романова. — М.: Энергоиздат, 1982. — 232 с., ил.

45 к.

В книге приведены основные сведения об устройстве, расчете и эксплуатации систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Даны примеры расчетов, необходимых для приобретения навыков проектирования таких систем. Подробно изложены вопросы термовлажностного баланса производственных помещений и аккумуляции теплоты строительными конструкциями. Описаны теплообменные аппараты отопительных установок, системы приточной вентиляции и кондиционирования воздуха. Приведены краткие сведения по защите атмосферы от загрязнений.

Книга рассчитана на студентов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика».

Г $\frac{3206000000-110}{051(01)-82}$ 6-82.

ББК 38.762
6С9.4

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Часть третья

## ПРОМЫШЛЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Часть четвертая

## КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Установкн для создаиия искусственного микроклимата в помещеинях и сооружениях промышлеиного и бытового назиачення получают все более широкое распространенне в народном хозяйстве страны.

Настоящая книга является учебннком по днсцнплиие «Кондиционнрованне воздуха, отопленне и веитиляцня» для студеитов специальности «Промышленная теплоэнергетика».

При составлении киигн использоваи материал лекцнй по данной дисциплиие, чнтаемых в Московском и Ивановском энергетических инстнтутах. Содержание киигн соответствует учебной программе даииой дисциплииы.

С учетом профиля специальиости системы конднционирования воздуха, отоплеиия н веитиляцин в книге рассматриваются как одни из систем тепломассообмеиного оборудования, как потребителн тепловой эиергни в общей системе теплоснабжения и теплопотреблення промышленных предприятий.

В кинге главиое вннманне уделяется общнм вопросам теорни, рассмотрению принципов работы снстем и оборудования, а также основиым положеиням их расчета. При составлеиии киигн учитывалось, что студеиты знакомы с такими дисциплниамн, как «Термодииамнка», «Тепломассообмен», «Гидромехаинка и газовая дииамнка», «Насосы, вентиляторы, компрессоры», «Тепломассообменные и холодильные установки», а также наличие в учебиом плане днсцнплин: «Проектнрование и эксплуатацня систем кондициоиирования воздуха и отоплеиия» и «Спецвопросы автоматнзации».

В киигe приводятся прнмеры с решеннями по осиовиым разделам. Б. Н. Голубковым иаписана часть четвертая киигн, Б. И. Пятачковым — часть третья и гл. 24 частн четвертой, Т. М. Романовой — части первая н вторая. Авторы выражают глубокую благодариость коллективу кафедры теоретической и промышленной теплотехники ВЗПИ, возглавляемому доцеитом Е. А. Нахапетяиом и главному нижеиеру ГПИ-6 В. И. Шлыкову за рецензнрованне киигн, а также канд. техн. иаук А. В. Овсянинкову за труд по редактированню.

Авторы с благодарностью примут замечания н пожелаиня, которые следует иаправлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая иаб., 10, Энергоиздат.

*Авторы*

## ВВЕДЕНИЕ

Успешное решение задач охраны и оздоровления условий труда в значительной мере зависит от состояния воздушной среды производственных, жилых и общественных помещений.

Физические параметры воздуха — температура, влажность, подвижность и его чистота — влияют на самочувствие человека и его работоспособность. Большое значение имеют параметры воздуха и для ведения технологических процессов. Физико-химический состав воздушной среды помещений зависит как от внешних атмосферных условий, так и от процессов, протекающих внутри помещения и связанных с выделением в помещение теплоты, влаги, пыли и различных паров и газов. Состояние и состав воздушной среды при определенных внешних и внутренних условиях могут оказаться неблагоприятными для человека и для ведения технологического процесса. Создание необходимых условий можно осуществить путем подвода или отвода теплоты и влаги и замены загрязненного воздуха свежим.

Придание воздуху помещения необходимых свойств осуществляется отоплением, вентиляцией и кондиционированием воздуха. Комплексы технических средств, обеспечивающих заданные параметры воздуха в помещении, называются системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Системы отопления служат для создания в помещении нормального теплового режима, обеспечения заданной температуры воздуха в помещении в холодное время года. Системы вентиляции обеспечивают удаление из помещения загрязненного и подачу в помещение чистого воздуха. Система вентиляции включает устройства для нагревания, увлажнения, очистки, охлаждения и осушки приточного воздуха. Существенную роль играют системы вентиляции в защите окружающей среды от загрязне-

ний, связанных с вентиляционными и технологическими выбросами в атмосферу. Правильное решение задач по очистке выбросов и их рассеиванию имеет важное народнохозяйственное значение.

Системы кондиционирования воздуха обеспечивают создание и автоматическое поддержание заданных параметров воздуха в помещении независимо от меняющихся наружных метеорологических условий и переменных по времени вредных выделений в помещениях. Системы кондиционирования воздуха (СКВ) состоят из устройств для термовлажностной обработки воздуха, очистки его от пыли, биологических загрязнений и запахов, перемещения и распределения воздуха в помещении, автоматического управления аппаратурой и процессами.

Совокупность методов, при помощи которых обеспечиваются в помещении заданные параметры, называется процессом создания искусственного климата.

Отопительно-вентиляционная техника прошла большой путь развития и совершенствования. Значительная роль в развитии отопления принадлежит отечественной технике. Конструированию и расчету печного отопления были посвящены работы Н. А. Львова (1799 г.), Н. А. Амосова (1835 г.), архитектора И. И. Свиязева (1867 г.), Г. С. Войницкого (1881 г.). В XIX веке стало распространяться отопление теплым воздухом и получило начало применение центрального отопления и вентиляции.

В 1884 г. И. И. Флавицкий создал теорию о влиянии параметров воздушной среды на самочувствие человека, внеся тем самым большой вклад в развитие вентиляции и кондиционирования воздуха.

С начала XX века получают дальнейшее развитие центральные отопительно-вентиляционные системы, становясь основными системами. Получает развитие отопление с насосной циркуляцией воды, панельно-лучистое отопление.

Особенно быстрое развитие отопительно-вентиляционной техники происходит после Великой Октябрьской социалистической революции. В 1922 г. изданы важнейшие постановления по охране труда. Советское законодательство предусматривает создание условий, способствующих сохранению здоровья трудящихся и повышению производительности труда.

Быстрое развитие промышленности привело к интенсивному развитию систем вентиляции. Вопросы улучше-

ния конструкций оборудования, улучшения гидравлических и тепловых режимов систем, использования новых методов расчета разрабатывались в трудах В. М. Чаплина, В. В. Батурина, П. Н. Каменева, Г. А. Максимова и др.

Большую роль в развитии и централизации отопительно-вентиляционных систем сыграла в СССР теплофикация. Дальнейшее развитие идет по пути создания автоматического управления системами, автоматизированных установок искусственного климата и систем кондиционирования воздуха.

Значительная работа по исследованию, созданию нового оборудования и новых режимов проводится научно-исследовательскими и проектными институтами: ЦНИИпромзданий, ГПИ Сантехпроект, институтами охраны труда.

Постоянная забота нашей партии и правительства об улучшении условий труда определяет расширение области применения и повышения эффективности систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. На развитие систем и исследований в данной области оказывают влияние такие факторы, как интенсивное развитие районов Крайнего Севера, восточных и южных районов нашей страны, создание новых технологических процессов с повышенными требованиями к параметрам воздуха, интенсификация процессов в существующих зданиях, повышение универсальности зданий с целью сведения к минимуму переделок при реконструкции и другие факторы.

Решения, применяемые в отопительно-вентиляционной технике, должны исходить из условий совершенствования технологии и оборудования, герметизации оборудования, должны предусматривать эффективную очистку технологических и вентиляционных выбросов в атмосферу, рациональную теплоизоляцию оборудования, аппаратов и трубопроводов, автоматическую блокировку оборудования и вентиляционных устройств, применение непрерывных и безотходных процессов производства, использование присадок, уменьшающих испарения с поверхности жидкости. Таким образом, решения отопительно-вентиляционных задач имеют непосредственную связь с решением задач промышленной теплоэнергетики.

**Часть первая**

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

ГЛАВА ПЕРВАЯ

## ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха выполняют две задачи: санитарно-гигиеническую, обеспечивающую нормальное самочувствие человека, и технологическую, обеспечивающую оптимальное ведение технологического процесса, сохранность машин, материалов и зданий.

Кондиционирование воздуха, выполняющее санитарно-гигиеническую задачу, носит название *комфортного кондиционирования*, а выполняющее технологическую задачу,— *технологического кондиционирования*. Санитарно-гигиеническая задача заключается в создании наиболее благоприятных условий воздушной среды для жизнедеятельности человека, высокой работоспособности и сохранения его здоровья.

Воздух как фактор жизнедеятельности человека следует рассматривать с двух позиций: как среда, вдыхаемая человеком, и как среда, окружающая человека, с которой поверхность человеческого организма постоянно находится в контакте. Роль воздуха состоит в снабжении человека кислородом, удалении влаги из организма при выдыхании, обеспечении процесса теплообмена человека с окружающей средой.

Основными параметрами воздуха, влияющими на жизнедеятельность человека, его самочувствие и работоспособность, являются: метеорологические условия (температура, влажность и скорость перемещения воз-

духа), химический состав воздуха (содержание кислорода, углекислоты, вредных паров и газов), физиологические показатели (содержание микроорганизмов, пыли), физические характеристики (электрические заряды, звуковые импульсы).

Воздух является также рабочим агентом, который уносит из помещения пыль, влагу, вредные пары и газы.

Теплообмен между человеком и окружающей средой осуществляется конвекцией, лучеиспусканием и испарением влаги с поверхности кожи. Основными параметрами, обеспечивающими нормальный теплообмен, являются метеорологические факторы, совокупность которых называется микроклиматом.

Передача теплоты конвекцией зависит от разности температур человека и среды и от скорости перемещения воздуха. Подвижность воздуха имеет существенное значение при высоких температурах воздуха, когда разность температур человека и среды становится малой. При разности температур человека и среды, близкой к нулю, или в том случае, когда температура кожи меньше температуры окружающего воздуха, основным процессом теплоотдачи становится теплоотдача за счет испарения с поверхности кожи. Интенсивность испарения зависит от влажности воздуха и его скорости, так как от этих факторов зависит коэффициент массоотдачи.

Человеческий организм способен к процессу поддержания теплового баланса организма. Этот процесс называется терморегуляцией. Терморегуляция позволяет человеческому организму сохранять температуру тела постоянной, близкой к 36,5°С. Так, при понижении температуры воздуха увеличению теплоотдачи за счет увеличения разности температур препятствуют такие процессы, как уменьшение влажности кожи и, следовательно, уменьшение теплоотдачи за счет испарения, снижение температуры кожных покровов и, вместе с этим, уменьшение разности температур. При повышении температуры воздуха возникают обратные процессы. При высоких температурах воздуха уменьшение его влажности ведет к увеличению испарения, так как при этом уменьшается парциальное давление пара в воздухе. При высокой влажности воздуха процесс испарения ухудшается — возможно перегревание организма. Недостаточная влажность воздуха также может оказаться неблагоприятной для человека вследствие интенсивного испарения

влаги со слизистых оболочек, их пересыхания и растрескивания, а затем и загрязнения болезнетворными микроорганизмами. Повышение скорости воздуха при низких температурах ухудшает самочувствие, так как способствует усилению теплообмена и переохлаждению.

Условия воздушной среды, при которых отсутствуют неприятные ощущения и напряженность системы терморегуляции, называются комфортными (оптимальными) условиями. Зона метеорологических условий, в которых сохраняется тепловое равновесие в организме человека и нет напряжения системы терморегуляции, называется зоной комфорта.

Условия, при которых нормальное тепловое состояние человека нарушается, называются дискомфортными. При наличии незначительной напряженности системы терморегуляции и при небольшой дискомфортности устанавливаются допустимые метеорологические условия.

Немаловажное значение для самочувствия человека имеют и другие параметры воздуха. Химический состав воздуха помещений зависит от количества выделяющихся в помещение вредных паров и газов, а также от пребывания в нем большего или меньшего количества людей.

Вредные пары и газы подразделяют на классы опасности: 1-й — вещества чрезвычайно опасные, 2-й — высокоопасные, 3-й — умеренно опасные и 4-й — вещества малоопасные. Кроме того, все вредные вещества подразделяются на вещества однонаправленного действия и вещества, не обладающие однонаправленным действием. К веществам однонаправленного действия относятся вещества, близкие по химическому строению и характеру биологического воздействия на организм человека. Санитарными нормами СН 245-71 [14] устанавливается принадлежность всех веществ к той или иной группе.

Большое влияние на состояние воздушной среды оказывает содержание в ней пыли. Пылью называется совокупность мелких частиц твердого или жидкого вещества, рассеянных в воздухе. Если частицы пыли взвешены в воздухе, их называют аэрозолями. Диаметр частиц пыли различен — от долей микрона до 100 мк, скорость витания составляет 0,2—10 см/с. Очевидно, что при обычной подвижности воздуха в промышленных помещениях все частицы пыли будут взвешены в воздухе и при наличии направленных потоков будут перемещаться по помещению.

По происхождению пыль разделяется на органическую (растительного и животного происхождения), минеральную и смешанную. Вредное влияние пыли на человеческий организм проявляется в результате: механического воздействия на дыхательные пути острыми кромками частиц металлической или минеральной пыли, химического воздействия — отравления ядовитой (токсичной) пылью и бактериологического воздействия — при попадании болезнетворных бактерий.

По воздействию на человека пыль разделяют на три группы: нейтральную — не содержит токсичности, не отравляет организм, но оказывает механическое воздействие на органы дыхания; токсичную — пыль с включением ядовитых веществ, вызывающих отравление; силикозную или асбестовую пыль — включает более 10% свободной двуокиси кремния ($SiO_2$) или асбеста. Вдыхание ее приводит к тяжелым легочным заболеваниям.

В зависимости от дисперсности влияние пыли на человека характеризуется следующими показателями. Пыль с частицами размером более 50 мк задерживается в верхних дыхательных путях, размерами 10—50 мк глубоко проникает в дыхательные пути и частично в легкие, а размером менее 10 мк проникает в легкие и поэтому опасна для человека. Надо иметь в виду также, что пыли взрывоопасны (вследствие развитой поверхности).

В запыленном, теплом и влажном воздухе создаются благоприятные условия для развития микроорганизмов. Некоторые пары, газы и пыли являются причинами профессиональных заболеваний.

Содержание в воздухе рабочих помещений вредных паров, газов и пыли определяется концентрациями этих веществ, т. е. массой данного вещества в 1 м³ воздуха. Концентрации измеряются в граммах на кубический метр или миллиграммах на кубический метр. Концентрации паров, газов и пыли в воздухе помещений не должны превышать предельно допустимых концентраций (ПДК). Предельно допустимыми концентрациями вредных веществ в воздухе рабочей зоны называются концентрации, которые при ежедневной работе (в пределах 8 ч) не могут вызвать у работающего профессиональных заболеваний.

Санитарными нормами СН 245-71 и ГОСТ 12.1.005-76 «Воздух рабочей зоны» устанавливаются определенные значения ПДК в воздухе рабочих помещений и в атмос-

ферном воздухе населенных пунктов для различных веществ.

Кроме метеорологических факторов и загрязнения воздуха на самочувствие человека оказывает влияние также электрическое состояние воздушной среды, или ионизация воздуха.

## ГЛАВА ВТОРАЯ
# СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

### 2.1. Основные параметры влажного воздуха

Атмосферный воздух состоит из смеси сухих газов и водяных паров. Таким образом, в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха мы всегда имеем влажный воздух, или паровоздушную смесь, причем водяной пар может находиться в воздухе или в перегретом, или в насыщенном состоянии.

**Сухой воздух.** Массовое содержание сухой части воздуха следующее: 75,6% азота, 23,1% кислорода, 0,05% углекислого газа и небольшие количества инертных газов (аргона, неона, криптона и др.). С достаточной степенью точности можно считать, что воздух подчиняется законам идеальных газов, тогда из уравнения Клапейрона *плотность* сухого воздуха, кг/м³,

$$\rho_c = p_c/RT, \tag{2.1}$$

где $p_c$ — парциальное давление сухого воздуха, Па; $R = 287$ Дж/(кг·К) — газовая постоянная сухого воздуха; $T$ — температура воздуха, К.

*Массовая и объемная теплоемкости* сухого воздуха $c_c$ и $c_o$ равны:

$$c_o = \rho_c c_c. \tag{2.2}$$

В диапазоне температур от —20 до +50° С при атмосферном давлении можно принимать $\rho_c = 1,293$ кг/м³; $c_c = 1,005$ кДж/(кг·К); $c_o = 1,3$ кДж/(м³·К).

*Энтальпия* сухого воздуха, кДж/кг, при температуре $t$° С

$$I_c = c_c t. \tag{2.3}$$

Водяной пар в воздухе имеет парциальное давление $p_п$, определяемое его температурой. Парциальное давление находится по таблицам водяного пара.

В области давлений и температур, принятых в отопительно-вентиляционной технике, можно с некоторым приближением принимать и для пара уравнение состояния

$$p_п V_п = R_п T, \qquad (2.4)$$

где $R_п$=461 Дж/(кг·К) — газовая постоянная для пара.

*Теплоемкость* пара при атмосферном давлении в пределах температур от −20 до +50° С $c_п$=1,807 кДж/ /(кг·К).

При этих значениях температур энтальпия пара, кДж/кг, может быть выражена формулой

$$i_п = 2500 + 1{,}807 t_п, \qquad (2.5)$$

где $t_н$ — температура пара, °С.

**Влажный воздух.** По закону Дальтона барометрическое давление $p_б$ паровоздушной смеси равно сумме парциальных давлений сухой части воздуха и водяного пара $p_с$, $p_п$, т. е.

$$p_б = p_с + p_п. \qquad (2.6)$$

*Абсолютной влажностью воздуха D* называется масса водяного пара, содержащаяся в 1 м³ влажного воздуха. Абсолютная влажность и плотность пара во влажном воздухе имеют одинаковую размерность (кг/м³ или г/м³) и одинаковое выражение

$$D = \rho_п = p_п/(R_п T). \qquad (2.7)$$

Абсолютная влажность при насыщенном состоянии (при данной температуре) называется влагоемкостью $\rho_н$ воздуха.

*Относительной влажностью* воздуха $\varphi$ называется отношение абсолютной влажности воздуха к его влагоемкости, т. е.

$$\varphi = \rho_п/\rho_н. \qquad (2.8)$$

Величина относительной влажности может быть выражена в долях единицы или в процентах. Применяя для водяного пара в воздухе уравнение состояния (2.4), получаем:

$$\varphi = p_п/p_н, \qquad (2.9)$$

где $p_н$ — парциальное давление насыщенного пара при данной температуре.

Ошибка в вычислении $\varphi$ по формуле (2.9), имеющая

место вследствие более быстрого роста $p_н$, чем $\rho_п$ при повышении температуры, не превышает 2%.

*Влагосодержанием* воздуха $d$ называется масса водяного пара в воздухе, приходящаяся на 1 кг сухого воздуха, г/кг сухого воздуха:

$$d = (G_п/G_с)\cdot 1000, \qquad (2.10)$$

где $G_п$ и $G_с$ — массы водяного пара и сухого воздуха в данном объеме $V$.

Из уравнения состояния имеем:

$$G_п = (p_п V)/(R_п T); \qquad (2.11)$$

$$G_с = (p_с V)/(R_с T), \qquad (2.12)$$

тогда

$$d = \frac{R_с\, p_п \cdot 10^3}{R_п\, p_с} = 622\,\frac{p_п}{p_с}.$$

С учетом уравнений (2.6) и (2.9) можно написать

$$d = 622\,\frac{p_п}{p_б - p_п}, \qquad (2.13)$$

или

$$d = 622\,\frac{\varphi p_н}{p_б - \varphi p_н}. \qquad (2.14)$$

Когда массу пара выражают в килограммах, то влагосодержание принято обозначать буквой $x$, кг/кг сухого воздуха:

$$x = 0{,}622\,\frac{p_п}{p_б - p_п}. \qquad (2.15)$$

*Плотность* влажного воздуха

$$\rho = G_в/V = (G_с + G_п)/V = \rho_с + \rho_п, \qquad (2.16)$$

где $G_в$ — масса влажного воздуха.

Из уравнений (2.1), (2.6), (2.7) и (2.16) получим $\rho$, кг/м$^3$ влажного воздуха:

$$\rho = \frac{p_с}{R_с T} + \frac{p_п}{R_п T} = \frac{p_б - p_п}{R_с T} + \frac{p_п}{R_п T} =$$

$$= \frac{p_б}{R_с T} - \frac{p_п}{T}\left(\frac{1}{R_с} - \frac{1}{R_п}\right);$$

$$\rho = \rho_с\left(1 - \frac{0{,}378 p_п}{p_б}\right), \qquad (2.17)$$

где $\rho_с$ — плотность сухого воздуха при давлении $p_б$ и температуре $T$.

Из уравнения (2.17) видно, что плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха. Выражая значения $p_п$ и $p_б - p_п$ через влагосодержание $d$ (2.13), получаем:

$$\rho = 2{,}17 \cdot 10^{-3} \frac{p_б}{T} \frac{1000 + d}{622 + d}. \qquad (2.18)$$

*Удельный объем* влажного воздуха может быть отнесен к 1 кг смеси или 1 кг сухой части воздуха. Влажный воздух занимает тот же объем $V$, что и каждая составляющая $V_с$ и $V_п$. Поэтому $v$, м³/кг сухого воздуха, можно записать:

$$v = \frac{1}{\rho_с} = \frac{R_с T}{p_с} = 287 \frac{T}{p_б - p_п}, \qquad (2.19)$$

или при известном влагосодержании

$$v = 463 \frac{T}{p_б} \frac{622 + d}{1000}, \qquad (2.20)$$

где $p_б$ — барометрическое давление, Па.

Удельный объем, отнесенный к 1 кг смеси, м³/кг влажного воздуха,

$$v_в = 1/\rho.$$

*Теплоемкость* влажного воздуха, кДж/(кг·К),

$$c_в = c_с + c_п \frac{d}{1000} = 1{,}005 + 1{,}807 \frac{d}{1000}. \qquad (2.21)$$

*Энтальпию* влажного воздуха принято относить к 1 кг сухого воздуха. За нулевую точку принимается энтальпия сухого воздуха (при $d = 0$) с температурой 0° С. Поэтому энтальпия воздуха может иметь положительные и отрицательные значения. Энтальпия влажного воздуха равна сумме энтальпий сухого воздуха и пара, кДж/кг сухого воздуха:

$$I_в = I_с + I_п = c_с t + i_п \frac{d}{1000} = c_с t + (2500 + 1{,}807 t) \frac{d}{1000}. \qquad (2.22)$$

Энтальпия воздуха, связанная с изменением температуры воздуха, характеризует изменение явной теплоты. При поступлении в воздух водяных паров с той же температурой воздуху передается с к р ы т а я  т е п л о т а. Энтальпия воздуха при этом возрастает за счет измене-

ния энтальпии влажной части воздуха. Температура воздуха не изменяется.

## 2.2 *I*, *d*-диаграмма влажного воздуха

Процессы изменения параметров воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха наиболее наглядно изображаются в *I*, *d*-диаграмме влажного воздуха, предложенной в 1918 г. проф. Л. К. Рамзиным. *I*, *d*-диаграмма (рис. 2.1) строится в косоугольной системе координат с углом между осями 135°. На оси орди-

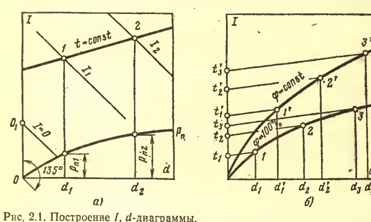



Рис. 2.1. Построение *I*, *d*-диаграммы.

*а* — построение линий $t$=const и линии парциального давления; *б* — построение линий φ=const.

нат откладываются энтальпии *I*, кДж/кг сухого воздуха, на вспомогательной оси *Od* — влагосодержания *d*, г/кг сухого воздуха. Через точку $O_1$ с параметрами $d=0$ и $t=0$ проводится линия $I=0$. Линии $I$=const, лежащие выше $I=0$, имеют положительное значение энтальпии, ниже линии $I=0$, — отрицательные.

Диаграмма строится для определенного барометрического давления $p_б$, обычно для $p_б=1{,}013$ МПа (760 мм рт. ст.) и $p_б=0{,}994$ МПа (745 мм рт. ст.). На диаграмму наносятся изотермы $t$=const и линии φ=const.

Изотермы наносятся на диаграмму в соответствии с уравнением энтальпии

$$I = c_c t + (2500 + 1{,}807t)\, d^{-3}.$$

Это уравнение является уравнением прямой линии. Задаваясь для данной температуры $t$ значениями $d_1$ и $d_2$ и вычисляя $I_1$ и $I_2$, получаем две точки: *1* ($d_1$, $I_1$) и *2* ($d_2$, $I_2$), соединяя которые прямой, получаем линию $t=$ $=\text{const}$ (рис. 2.1, *а*).

Линии $\varphi=\text{const}$ строятся следующим путем (рис. 2.1, *б*). Линия $\varphi=0$ характеризует отсутствие влаги в воздухе и совпадает с осью $d=0$. Линии $\varphi=100\%$ строятся по данным таблиц водяного пара, при этом для температур $t_1$, $t_2$... по таблицам находятся соответствующие им парциальные давления насыщенного пара $p_{н1}$, $p_{н2}$... Затем по формуле (2.13) определяются влагосодержания $d_1$, $d_2$... Таким образом, находится ряд точек: *1* ($t_1$, $d_1$), *2* ($t_2$, $d_2$) и т. д., соединяя которые, получаем кривую $\varphi=100\%$. Линия $\varphi=100\%$ делит *I*, *d*-диаграмму на две части. Выше ее лежит область влажного ненасыщенного воздуха, ниже — область воздуха, в котором влага находится в капельном состоянии. Эта зона называется зоной тумана.

Линии $100>\varphi>0\%$ лежат в области между линией $\varphi=100\%$ и осью ординат. Все линии $\varphi=\text{const}$ строятся аналогично построению линии $\varphi=100\%$. Задаваясь значениями температур $t_1'$, $t_2'$ .... по таблицам находятся значения $p'_{н1}$, $p'_{н2}$... и по формуле (2.14) для данного значения $\varphi$ определяются влагосодержания: $d_1'$, $d_2'$...

Соединением точек *1*($t_1'$, $d_1'$), *2*($t_2'$, $d_2'$) и т. д. получаем линию $\varphi=\text{const}$.

В нижней части *I*, *d*-диаграммы проводится линия парциальных давлений $p_п$ водяного пара в воздухе при данном барометрическом давлении $p_б$ (рис. 2.1, *а*).

Парциальное давление $p_п$ определим из формулы (2.13):

$$p_п=\frac{p_б\, d}{622+d}. \qquad (2.23)$$

Задаваясь значениями $d_1$, $d_2$... получаем по формуле (2.23) соответствующие значения $p_{п1}$, $p_{п2}$... Соединяя точки с координатами ($d_1$, $p_{п1}$), ($d_2$, $p_{п2}$) и т. д., получаем линию $p_п$.

Таким образом, каждая точка *I*, *d*-диаграммы (рис. 2.2) определяет параметры паровоздушной смеси: *I*, *d*, *t* и $\varphi$. Для нанесения точки надо знать два параметра. Остальные параметры можно найти по диаграмме.

По $I$, $d$-диаграмме можно найти также температуру точки росы $t_р$ и температуру мокрого термометра $t_м$ (рис. 2.2).

Температура точки росы — это температура воздуха в насыщенном состоянии при данном влагосодержании. На $I$, $d$-диаграмме для определения $t_р$ необходимо из точки данного состояния воздуха (точка $A$) опуститься по линии $d$=const до пересечения с линией насыщения

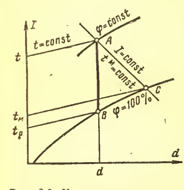



Рис. 2.2. К определению параметров воздуха в $I$, $d$-диаграмме.

Рис. 2.3. Направление процессов изменения состояния воздуха в $I$, $d$-диаграмме.

$\varphi=100\%$ (точка $B$). Изотерма, проходящая через точку $B$, соответствует значению $t_р$.

Температура мокрого термометра равна температуре воздуха в насыщенном состоянии при данной энтальпии. В $I$, $d$-диаграмме $t_м$ проходят через точку пересечения изотерм с линией $\varphi=100\%$ (точка $C$) и практически совпадают (при параметрах, имеющих место в системах вентиляции) с линией $I$=const, проходящей через точку C.

Процесс изменения параметров воздуха от начального до конечного состояний в $I$, $d$-диаграмме изображается прямой линией, называемой лучом процесса. На рис. 2.3 прямая *1-2* является лучом процесса, характеризующим изменение состояния воздуха от начальных параметров $I_1$, $d_1$ (точка *1*) до конечных параметров $I_2$, $d_2$ (точка *2*).

Отношение, кДж/кг,

$$\frac{I_2-I_1}{d_2-d_1}\,1000=\frac{\Delta I}{\Delta d}\,1000=\varepsilon \qquad (2.24)$$

называется **угловым коэффициентом** $I$, $d$-диаграммы.

Таким образом, направление процесса характеризуется угловым коэффициентом. Если изменение состояния воздуха идет при $I=\text{const}$ ($I_1=I_2$), то $\varepsilon=0$. В $I$, $d$-диаграмме значения угловых коэффициентов наносятся на границе диаграммы (рис. 2.3).

Так как в процессе изменения параметров приращения энтальпии и влагосодержания могут принимать положительные и отрицательные значения, то угловой коэффициент может быть положительным или отрицательным и изменяться от $\varepsilon=-\infty$ (при $\Delta I<0$ и $\Delta d=0$) до $\varepsilon=+\infty$ (при $\Delta I>0$ и $\Delta d=0$).

### 2.3 Изображение в $I$, $d$-диаграмме основных процессов изменения параметров воздуха

Вентиляционный воздух перед подачей в помещение проходит различные виды тепловлажностной обработки. Он может нагреваться, увлажняться или осушаться, может происходить смешение масс воздуха с различными параметрами.

Процесс нагревания воздуха в поверхностном теплообменнике-калорифере в $I$, $d$-диаграмме (рис. 2.4) изо-

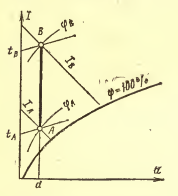



Рис. 2.4. Процессы нагревания воздуха в $I$, $d$-диаграмме.

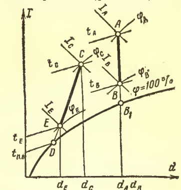



Рис. 2.5. Процессы охлаждения воздуха в $I$, $d$-диаграмме.

бражается вертикальной линией $AB$ при $d=\text{const}$, так как влагосодержание воздуха при контакте с сухой горячей поверхностью не изменяется. Температура и эн-

тальпия при нагревании возрастают, а относительная влажность убывает.

Процесс охлаждения воздуха в поверхностном теплообменнике-воздухоохладителе возможен или при постоянном влагосодержании или при уменьшении влагосодержания, т. е. при выпадении влаги из воздуха. Процесс при $d$=const протекает в том случае, если температура поверхности воздухоохладителя будет выше температуры точки росы. Процесс пойдет по линии $AB$ или в крайнем случае — по линии $AB_1$ (рис. 2.5).

Если температура поверхности воздухоохладителя становится ниже температуры точки росы, то будет происходить конденсация водяного пара в воздухе и процесс охлаждения будет сопровождаться уменьшением влагосодержания воздуха. В $I, d$-диаграмме этот процесс пойдет по линии $CD$, причем точка $D$ соответствует температуре $t_{п.в}$ поверхности воздухоохладителя. На практике процесс охлаждения может заканчиваться в точке $E$ при температуре $t_E$.

Процессы смешения воздуха различных состояний представляют большой интерес, так как системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха часто работают с рециркуляцией, при которой часть отработавшего воздуха помещения смешивается со свежим воздухом. Возможны и другие случаи смешения.

Пусть воздух состояния точки $A$ (рис. 2.6) в количестве $G_A$ с параметрами $d_A$ и $I_A$ смешивается с воздухом со-

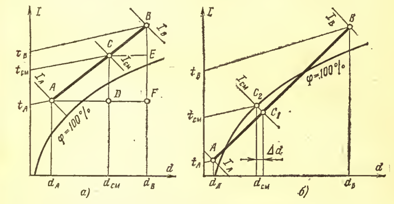



Рис. 2.6. Процессы смешения воздуха в $I, d$-диаграмме.
*а* — точка смеси лежит выше линии φ=100%; *б* — точка смеси лежит ниже линии φ=100%.

стояния точки $B$ в количестве $G_B$ с параметрами $d_B$ и $I_B$. Отношение $G_B/G_A=n$ показывает, какое количество воздуха состояния точки $B$ приходится на 1 кг воздуха состояния точки $A$. Тогда для 1 кг воздуха состояния точки $A$ можно написать балансы теплоты и влаги при смешении:

$$I_A + nI_B = (1+n)\,I_{\text{см}}; \qquad (2.25)$$

$$d_A + nd_B = (1+n)\,d_{\text{см}}, \qquad (2.26)$$

где $I_{\text{см}}$ и $d_{\text{см}}$ — параметры смеси.

Из уравнений (2.25), (2.26) получим:

$$n = \frac{d_{\text{см}} - d_A}{d_B - d_{\text{см}}} = \frac{I_{\text{см}} - I_A}{I_B - I_{\text{см}}}. \qquad (2.27)$$

Уравнение (2.27) является уравнением прямой линии, любая точка которой указывает параметры смешения $I_{\text{см}}$, $d_{\text{см}}$. Положение точки смешения $C$ на прямой $AB$ (рис. 2.6, *а*) может быть найдено по соотношению сторон подобных треугольников $ACD$ и $CBE$:

$$\frac{AC}{CB} = \frac{d_{\text{см}} - d_A}{d_B - d_{\text{см}}} = n = \frac{G_B}{G_A}, \qquad (2.28)$$

т. е. точка $C$ делит прямую $AB$ на части, обратно пропорциональные массам смешиваемого воздуха.

Если положение точки $C$ на прямой $AB$ задано, то можно найти массы $G_A$ и $G_B$. Из уравнения (2.28) следует

$$\frac{AC + CB}{CB} = \frac{G_B + G_A}{G_A} = \frac{G_{\text{см}}}{G_A},$$

тогда

$$G_A = G_{\text{см}}\,(CB/AB). \qquad (2.29)$$

Аналогично

$$G_B = G_{\text{см}}\,(AC/AB). \qquad (2.30)$$

В практике возможен случай, когда в холодный период года точка смеси $C_1$ (рис. 2.6, *б*) лежит ниже линии $\varphi=100\%$. В этом случае при смешении будет иметь место конденсация влаги. Сконденсированная влага выпадает из воздуха и будет находиться после смешения в состоянии насыщения при $\varphi=100\%$. Параметры смеси $t_{\text{см}}$,

$d_{см}$; $I_{см}$ достаточно точно определяются точкой пересечения линии $I_{см}$=const и линии $\varphi=100\%$ (точка $C_2$). Количество выпадающей влаги равно $\Delta d$.

## ГЛАВА ТРЕТЬЯ

# ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

### 3.1. Температурная обстановка в помещении

Температурная обстановка в помещении зависит от температуры воздуха в помещенин $t_в$ н от температуры внутренннх поверхностей помещення $\tau$, которые определяют конвективный и радиационный теплообмен человека н окружающей среды. Для оценки влияния температур поверхностей введено понятне раднационной температуры

$$t_R = \Sigma\varphi_{ч-i}\,\tau_i, \tag{3.1}$$

где $\varphi_{ч-i}$ — коэффицнент облученности человека и поверхностей с температурами $\tau_i$ при нахождении человека в середине помещення.

Прнблнженно радиационная температура может быть определена по формуле

$$t_R = \frac{\Sigma F_i\,\tau_i}{\Sigma F_i}, \tag{3.2}$$

где $F_i$ — площадн внутренних поверхностей с температурамн $\tau_i$.

Совместное влияние $t_в$ и $t_R$ характеризуется температурой помещения $t_п$. При небольшой подвижности воздуха можно прннимать

$$t_п = \frac{t_в + t_R}{2}. \tag{3.3}$$

Температурная обстановка в помещении определяется двумя условиями комфортности.

Первое условие комфортности состоит в том, что человек, находясь в середине помещения прн данных $t_в$ и $t_R$, отдает всю явную теплоту, не испытывая перегрева нли переохлаждения. Явной нлн сухой теплотой является теплота, передаваемая конвекцией и лучеиспусканием, т. е. теплота, зависящая от разности температур. Количество теплоты, участвующее в конвективно-лучистом теплообмене человека,

$$Q_ч = F_{ч.к}\,\alpha_{ч.к}\,(\tau_ч - t_в) + F_{ч.л}\,\alpha_{ч.л}\,(\tau_ч - t_R), \tag{3.4}$$

где $F_{ч.к}$, $F_{ч.л}$ — поверхности тела человека прн конвективном и лучистом теплообмене; $\tau_ч$ — средняя температура поверхности одетого человека; $\alpha_{ч.к}$, $\alpha_{ч.л}$ — средние коэффициенты теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием.

Из уравнения (3.4)

$$t_R = \frac{F_{ч.к}\,\alpha_{ч.к}\,\tau_ч - F_{ч.л}\,\alpha_{ч.л}\,\tau_ч - Q_ч}{F_{ч.л}\,\alpha_{ч.л}} - \frac{F_{ч.к}\,\alpha_{ч.к}}{F_{ч.л}\,\alpha_{ч.л}}\,t_в. \tag{3.5}$$

Для средних значений величин, входящих в уравнение (3.5), получаем:

для холодного периода года

$$t_R = 1,57t_п - 0,57t_в \pm 1,5; \quad (3.6)$$

для теплого периода года

$$t_R = 1,50t_п - 0,5t_в \pm 1,5. \quad (3.7)$$

В большинстве случаев для обычных помещений $t_п$, $t_в$ и $t_R$ практически равны. Поэтому нормируется только температура воздуха в помещении $t_в$. Если в помещениях необходимо учитывать разность между $t_в$ и $t_R$, то нормируемая внутренняя температура является температурой помещений $t_п$.

Второе условие комфортности определяет допустимые температуры поверхностей при нахождении человека вблизи этих поверхностей. Допустимые температуры потолка и стен определяются по формулам:

для нагретой поверхности

$$\tau_{наг} \leq 19,2 + \frac{8,7}{\varphi_{ч-п}}; \quad (3.8)$$

для холодной поверхности

$$\tau_{хол} \geq 23 - \frac{5}{\varphi_{ч-п}}, \quad (3.9)$$

где $\varphi_{ч-п}$ — коэффициент облученности между головой человека и данной поверхностью.

На холодной поверхности не должно быть конденсации влаги, т. е. температура поверхности должна быть выше температуры точки росы.

Температура нагретого пола принимается равной 22—35° С в зависимости от рода помещения. Температура пола не должна быть ниже $t_в$ более чем на 2—2,5° С.

Исходя из рассмотренных условий нормами устанавливаются допустимые температуры нагревательных приборов. В зоне до 1 м от уровня пола температуры приборов должны быть не выше 95° С (для больниц и детских яслей 85° С), в зоне выше 1 м — до 45° С, температура нагретых поверхностей и ограждений оборудования не должна превышать 45° С.

В соответствии с температурными условиями устанавливаются скорость и относительная влажность воздуха в помещении.

## 3.2. Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха

**Расчетные параметры внутреннего воздуха.** Параметры воздуха в рабочей зоне помещений выбираются в соответствии с санитарными нормами СН 245-71, строительными нормами и правилами (СНиП) и ГОСТ 12.1.005-76.

Рабочей зоной считается пространство высотой до 2 м

над уровнем пола или площадки, на которой находятся рабочие места. Постоянным рабочим местом считается то место, где работающий находится большую часть (более 50% или более 2 ч непрерывно) своего рабочего времени. Если обслуживание процессов осуществляется в различных частях рабочей зоны, то постоянным рабочим местом считается вся рабочая зона.

При определении расчетных метеорологических условий в помещении учитываются способность человеческого организма к акклиматизации в разное время года, интенсивность производимой работы и характер тепловыделений в рабочем помещении.

Параметры воздуха нормируются в зависимости от периода года. Различают три периода года: холодный, когда температура наружного воздуха $t_н$ ниже $+10°$ C; переходный — при $t_н = +10°$ C; теплый — при $t_н + 10°$ C и выше.

При учете интенсивности труда все виды работ делятся на три категории: легкие, средней тяжести и тяжелые. К легким, с затратой энергии до 175 Вт, относятся работы, выполняемые сидя или стоя, не требующие систематического физического напряжения (процессы точного приборостроения, конторские работы и др.).

К категории работ средней тяжести относятся работы с затратой энергии 175—290 Вт, связанные с постоянной ходьбой, переносом тяжестей до 10 кг (механосборочные цеха, обработка древесины, текстильное производство и др.).

К категории тяжелых работ, с затратой энергии более 290 Вт, относятся работы с систематическим физическим напряжением (кузнечные, литейные цеха с ручными процессами и др.).

По интенсивности тепловыделений помещения делятся на группы в зависимости от удельных избытков явной теплоты, под которыми понимается отношение

$$q_я = Q_{изб.я}/V, \qquad (3.10)$$

где $V$ — внутренний объем помещения.

Явной теплотой называется теплота, воздействующая на изменение температуры воздуха помещения. Избытком явной теплоты называется разность между суммарными поступлениями явной теплоты и суммарными теплопотерями в помещении.

В зависимости от $q_я$ различают три группы помеще-

ний: с незначительными теплоизбытками явной теплоты при $q_я$ до 23 Вт/м³; со значительными избытками явной теплоты. при $q_я > 23$ Вт/м³; вспомогательные помещения производственных зданий, жилые и общественные помещения при всех значениях $q_я$.

Оптимальные и допустимые метеорологические условия в рабочей зоне устанавливаются СН 245-71 и ГОСТ 12.1.005-76 [14, 15]. В холодный период года оптимальная температура воздуха составляет: для легкой работы 20—23° С, для работ средней тяжести 17—20° С, для тяжелой работы 16—18° С; допустимые температуры равны соответственно: 19—25° С, 15—23° С и 13—19° С. Для теплого периода года оптимальные температуры воздуха для указанных категорий работ принимаются 22—25° С, 21—23° С и 18—21° С. Максимально допустимая температура воздуха в рабочей зоне равна 28° С и только при расчетной температуре наружного воздуха больше +25° С, допускается до 33° С.

Оптимальные значения относительной влажности воздуха нормируются в пределах 40—60%, допустимые — до 75%. Расчетные оптимальные скорости воздуха в помещении принимаются для холодного периода года 0,2—0,3 м/с, для теплого — 0,2—0,5 м/с. Допустимые значения равны 0,2—0,5 м/с зимой и 0,2—1,0 м/с в теплый период года.

Параметры воздуха, необходимые для ведения технологических процессов, устанавливаются технологами. Однако эти параметры не должны выходить за пределы санитарно-гигиенических норм. В противном случае технологический процесс необходимо организовать так, чтобы исключить пребывание людей в зонах недопустимых метеорологических условий.

**Расчетные параметры наружного воздуха.** Постоянство температурной обстановки в помещении, влажность и подвижность воздуха зависят прежде всего от наружных климатических условий: температуры наружного воздуха $t_н$, влажности наружного воздуха, от скорости ветра и солнечной радиации. Расчетные параметры наружного воздуха устанавливаются исходя из данных метеорологических наблюдений в различных географических пунктах (см. п. 4.9, СНиП II-33-75). Влияние наружного климата на тепловой режим ограждений и помещений определяется совместным действием всех метеорологических факторов.

Для различных географических пунктов климат холодного и теплого периодов года согласно СНиП II-33-75 характеризуется тремя расчетными параметрами наружного воздуха: А, Б, В. Расчетные параметры А соответствуют некоторым средним значениям температуры и энтальпии самого холодного или самого жаркого месяца в 13 ч. Параметры В характеризуют экстремальные значения температуры и энтальпии в каждом географическом пункте. Параметры Б являются средними между параметрами А и В.

При расчете систем отопления температура наружного воздуха $t_н$ соответствует параметрам Б для холодного периода года. Выбор расчетных температур наружного воздуха систем вентиляции производится по СНиП II-33-75 [19]. Величина $t_н$ принимается в зависимости от степени тепловой массивности ограждающих конструкций зданий по двум показателям: средней температуре $t_{н1}$ наиболее холодных суток и средней температуре $t_{н5}$ наиболее холодной пятидневки из восьми наиболее суровых зим за последние 50 лет.

Ограждающие конструкции могут быть легкими, малой массивности и массивными. Степень массивности определяется величиной тепловой инерции $D$, вычисляемой по формуле

$$D = \Sigma R_i S_i,$$

где $R_i$ — сопротивления теплопередаче слоев ограждений, $м^2 \cdot К/Вт$; $S_i$ — коэффициенты теплоусвоения материала слоев, зависящие от физических свойств материала, $Вт/(м^2 \cdot К)$.

Коэффициент теплоусвоения материала $S$ показывает способность поверхности стенки площадью в 1 $м^2$ усваивать теплоту в течение 1 с при температурном перепаде в 1°С. Величина $S$ зависит от продолжительности отопления и физических свойств материала ($\lambda$, $c$, $\rho$). При $D = 1{,}5 \div 4$ принимается $t_н = t_{н1}$; при $D > 7$ $t_н = t_{н5}$; при $D = 4 \div 7$ $t_н = 0{,}5(t_{н1} + t_{н5})$, при $D < 1{,}5$ $t_н$ принимается равной абсолютной минимальной температуре. Для расчета тепловой мощности систем отопления принимается $t_н = t_{н5}$.

### 3.3. Теплопотери помещений

Потери теплоты в помещениях происходят за счет теплопередачи через наружные ограждающие конструкции

(стены, окна, полы, потолки, ворота и др.) и нагрева холодных транспортных средств, холодного сырья, заготовок и материалов, поступающих в помещение, на испарение влаги с поверхностей ванн и пола и др.

**Теплопотери через ограждающие конструкции.** Теплопотери через ограждения подразделяются на основные и добавочные.

Основные теплопотери определяются как сумма теплопотерь через отдельные ограждающие конструкции, кВт:

$$Q_{\text{огр}} = \Sigma k_i F_i (t_{\text{в}i} - t_{\text{н}}) n_i 10^{-3} = \Sigma \frac{F_i}{R_{0i}} (t_{\text{в}i} - t_{\text{н}}) n_i 10^{-3}, \quad (3.11)$$

где $k_i$ — коэффициенты теплопередачи ограждений, Вт/(м²·К); $F_i$ — площади отдельных ограждений, м²; $R_{0i}$ — сопротивления теплопередаче ограждений, м²·К/Вт; $t_{\text{в}i}$ — температуры внутреннего воздуха помещений, К; $n_i$ — коэффициенты, зависящие от положения поверхностей к наружному воздуху.

Для каждого ограждения (рис. 3.1)

$$R_{\text{o}} = R_{\text{в}} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + R_{\text{в.п}} + R_{\text{н}}, \quad (3.12)$$

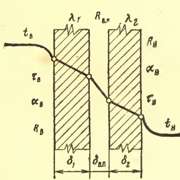



Рис. 3.1. К определению коэффициентов сопротивления теплопередаче ограждения.

где $R_{\text{в}} = 1/\alpha_{\text{в}}$; $R_{\text{в.п}}$ и $R_{\text{н}} = 1/\alpha_{\text{н}}$ — сопротивления теплопередаче при переходе теплоты от воздуха помещения к внутренней поверхности ограждения, через воздушные прослойки и от наружной поверхности ограждений к наружному воздуху; $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях ограждений; $\delta$, $\lambda$ — толщины и коэффициенты теплопроводности слоев ограждения; $\sum \frac{\delta}{\lambda}$ — сопротивление теплопередаче отдельных слоев ограждений.

Методика определения всех величин известна из курса «Тепломассообмен». Для частных случаев отопления и вентиляции расчетные формулы и численные значения

отдельных величии приводятся в справочииках и специальиой литературе [12, 19, 20]. Так, по СНиП II-3-79 коэффициенты теплоотдачи $\alpha_в$ и $\alpha_н$ имеют зиачеиия, приведенные в табл. 3.1.

Таблица 3.1

**Значения коэффициентов $\alpha_в$ и $\alpha_н$ ограждающих конструкций, Вт/(м²·К), для зимних условий**

| Поверхность | $\alpha_в$ | $\alpha_н$ |
|---|---|---|
| Стены, полы | 8,7 | 23,3 |
| Потолки гладкие и с небольшими ребрами | 8,7 | — |
| То же с ребрами | 7,5 | — |
| Покрытия, соприкасающиеся с наружным воздухом | — | 23,3 |
| Поверхиости, выходящие иа чердак | — | 11,6 |
| Поверхиости иад подвалами | — | 5,8 |

При расчете тепловых потерь следует иметь в виду, что с измеиеиием температуры и влажности теплопроводиость материалов измеияется [12, 20]. Температуры отдельиых слоев ограждений можно определять по уравиеиию постояиства потока теплоты через ограждеиия. Приравиивая выражеиия для теплового потока между внутреииим и иаружиым воздухом и для теплового потока иа виутреиией поверхности ограждения, получаем:

$$\frac{1}{R_0}(t_в - t_н) = \frac{1}{R_в}(t_в - \tau_в). \qquad (3.13)$$

Из этого выражения температура на виутренней поверхности ограждения

$$\tau_в = t_в - \frac{R_в}{R_0}(t_в - t_н). \qquad (3.14)$$

Аиалогичио получаем температуру для любого сечеиия ограждеиия (рис. 3.2):

$$t_x = t_в + \frac{R_x}{R_0}(t_в - t_н), \qquad (3.15)$$

где $R_x$ — термическое сопротивление ограждения от виутреинего воздуха до сечеиия $x$.

Строительные материалы являются капиллярио-пористыми телами. Поэтому через их происходит фильтрация воздуха и влаги. Все строительные материалы

должны обладать определенной воздухо- и влагопроницаемостью, однако эти свойства не должны вызывать дополнительных потерь теплоты.

Воздухопроницаемость ограждения возникает при наличии разности давлений внутри и снаружи помещения. Сквозное воздухопроницание делится на инфильтрацию, когда наружный воздух проникает внутрь помещения (в помещении имеется разрежение), и эксфильтрацию, когда воздух из помещения направляется наружу (давление в помещении выше наружного). Воздухопроницание изменяет температурные поля в помещении и температуру и влажность материала ограждения и тем самым влияет на теплопотери.

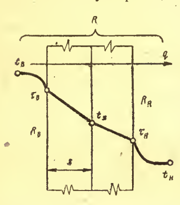


Рис. 3.2. К определению температуры в сечениях ограждения.

Сопротивление теплопередаче $R_{в.п}$ воздушных прослоек определяется опытным путем. Передача теплоты в воздушной прослойке происходит за счет теплопроводности слоя воздуха, конвекции воздуха в прослойке и радиации стенок в прослойке. В табл. 3.2 приведены некоторые данные о сопротивлении воздушных прослоек по [20].

Таблица 3.2

**Сопротивления теплопередаче замкнутых воздушных прослоек $R_{в.п}$, м²·К/Вт**

| Толщина прослойки, мм | Для горизонтальных прослоек при потоке теплоты снизу вверх и для вертикальных прослоек, при температуре воздуха в прослойке | | Для горизонтальных прослоек при потоке теплоты сверху вниз и температуре воздуха в прослойке | |
|---|---|---|---|---|
| | положительной | отрицательной | положительной | отрицательной |
| 10 | 0,129 | 0,146 | 0,138 | 0,155 |
| 50 | 0,138 | 0,172 | 0,172 | 0,223 |
| 100 | 0,146 | 0,181 | 0,181 | 0,232 |
| 200—300 | 0,155 | 0,189 | 0,189 | 0,240 |

Значения $k$ и $R_o$ на практике приходится вычислять лишь для нестандартных конструкций. Для часто встречающегося типа наружных ограждений принимаются заранее вычисленные значения. Значения сопротивлений теплопередаче $R_o$, $м^2 \cdot К/Вт$, для различных значений световых проемов (окон, дверей и фонарей) приведены ниже:

| Заполнение проемов | $R_o$ |
| --- | --- |
| Одинарное остекление в деревянном одинарном переплете | 0,171 |
| Двойное остекление (спаренные переплеты) | 0,344 |
| Двойное остекление (раздельные переплеты) | 0,378 |
| Двойное остекление в металлических раздельных переплетах | 0,344 |
| Двухслойные стеклопакеты в металлических переплетах | 0,310 |

Измерение поверхностей ограждений (рис. 3.3) производится в соответствии с указаниями СНиП II-33-75, учитывающими особенности процесса теплообмена. Пло-

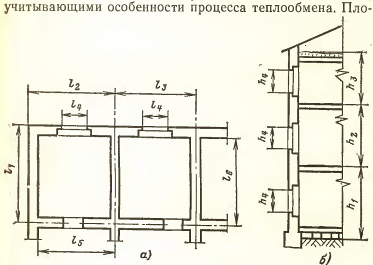



Рис. 3.3. Схемы обмера помещений.
*а* — в плане; *б* — по высоте.

щади окон и дверей измеряются по наименьшему строительному проему $l_4$, $h_4$. Площадь пола и потолка вычисляется по расстоянию $l_3$ между осями внутренних стен и по расстоянию ($l_5$, $l_6$) от оси внутренних стен до внутрен-

ней поверхности наружной стены. Длину наружных стен $l_3$ неугловых помещений замеряют между осями внутренних стен, угловых помещений — от внешних поверхностей до оси внутренней стены $l_1$, $l_2$.

Высота стен первого этажа $h_1$ вычисляется по расстоянию от уровня чистого пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа — если пол расположен на грунте, и от уровня нижней поверхности пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа — если пол расположен на лагах или над неотапливаемым подвалом. Высоту $h_2$ стен промежуточных этажей замеряют между уровнями чистых полов, высоту верхнего этажа $h_3$ — от уровня чистого пола верхнего этажа до верха утеплителя чердака или при отсутствии чердака от уровня чистого пола до пересечения внутренней поверхности наружных стен с верхней плоскостью перекрытия. Более подробно правила обмера ограждений даны в [22].

При расчете теплопотерь полами, расположенными на грунте, пол разбивают на зоны шириной 2 м, параллельные наружным стенам. Сопротивления теплопередаче зон принимаются следующими: первая зона — $R_1$=2,15, вторая зона — $R_2$=4,3, третья зона — $R_3$=8,6 и четвертая зона — $R_4$=14,2 м²·К/Вт. Поверхность пола первой зоны, прилегающей к углу помещения, размером 2×2 м учитывается 2 раза.

Для утепленных полов сопротивление теплопередаче $R_{у.п}$ определяется по формуле

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \Sigma \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}, \qquad (3.16)$$

где $R_{н.п}$ — сопротивление теплопередаче зон неутепленного пола; $\delta_{у.с}$, $\lambda_{у.с}$ — толщины и коэффициенты теплопроводности утепляющих слоев.

Для утепленных полов на лагах

$$R_{л} = 1{,}18 R_{у.п}. \qquad (3.17)$$

Подземные части наружных стен рассчитываются как продолжение пола. Разбивка на зоны делается от уровня земли по поверхности подземной части и далее по полу.

Расчетная температура воздуха внутри помещения $t_в$ принимается равной температуре в рабочей или обслуживаемой зоне для помещений высотой до 4 м. При большой высоте следует учитывать изменение температуры по высоте помещения и принимать на высоте до 4 м

от пола температуру в рабочей зоне, на высоте более 4 м — среднюю температуру между температурами воздуха в рабочей и верхней зонах помещения. Температура в верхней зоне определяется по формуле

$$t_{верх} = t_в + k_1 (H - 2), \qquad (3.18)$$

где $t_в$ — температура воздуха в рабочей зоне; $k_1$ — коэффициент нарастания температуры по высоте, определяемый опытным путем и рекомендуемый нормативными документами ($k_1 = 0,2 \div 1,5$ °С/м); $H$ — высота помещения, м.

При расчете теплопотерь через полы и потолки к расчетной разности температур ($t_в - t_н$) вводится коэффициент, значения которого приводятся ниже:

| Ограждающая конструкция | $n$ |
|---|---|
| Наружные стены и покрытия, чердачные перекрытия (с кровлей из штучных материалов) | 1,00 |
| То же с кровлей из рулонных материалов | 0,90 |
| Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами | 0,75 |
| То же без окон | 0,60 |

**Добавочные потери теплоты.** При расчете основных теплопотерь не учитывается ряд факторов. К ним относятся ориентация помещений по отношению к странам света, высота помещений, наличие двух и более наружных стен, поступление наружного воздуха через двери и ворота, инфильтрация холодного воздуха через неплотности. Влияние этих факторов учитывается добавками в процентах к основным теплопотерям. Добавки на ориентацию помещений по странам света принимаются для вертикальных и наклонных поверхностей (стены, окна, двери). Добавки составляют: на север, восток, северо-восток и северо-запад 10%, на юго-восток и запад 5%. Добавка на наличие двух и более наружных стен принимается в размере 5%.

Добавка на подогрев врывающегося холодного воздуха через наружные двери и ворота учитывается в зависимости от числа этажей $n_э$ для дверей, не оборудованных воздушными завесами: для двойных дверей с тамбурами — 80%, для одинарных дверей — 65%, для дверей в общественных и жилых зданиях — 500%.

Для общественных и вспомогательных зданий высотой более 4 м теплопотери всех ограждающих конструк-

ций увеличиваются на 2% на каждый 1 м высоты сверх 4 м, но не более чем на 15%.

Добавочные потери на инфильтрацию наружного воздуха или учитываются добавками к основным теплопотерям, или определяются специальным расчетом. Для производственных зданий потери на инфильтрацию необходимо определять по расчету в соответствии с ведомственными указаниями. Потери теплоты на инфильтрацию, кВт, определяются при расчетной температуре наружного воздуха холодного периода года (параметры Б) и расчетной скорости ветра в данной географической зоне:

$$Q_{инф} = G_{инф}\, c\,(t_в - t_н), \qquad (3.19)$$

где $G_{инф}$ — количество воздуха на инфильтрацию, кг/с [18].

**Другие теплопотери в помещениях.** Расход теплоты на нагрев конвейеров и других транспортных средств, поступающих в цех из среды с более низкой температурой, кВт,

$$Q_т = G_т c_т (t_{т.к} - t_{т.н}), \qquad (3.20)$$

где $G_т$ — масса транспортных средств, приходящая в помещение, кг/с; $c_т$ — теплоемкость, кДж/(кг·К); $t_{т.н}$, $t_{т.к}$ — начальная и конечная температуры транспортных средств, К (°С).

Расход теплоты на нагрев сырья и материалов, поступающих в цех, определяется аналогично, кВт:

$$Q_м = G_м c_м (t_{м.к} - t_{м.н}), \qquad (3.21)$$

где $G_м$ — масса поступающих материалов, кг/с; $c_м$ — теплоемкость материалов, кДж/(кг·К); $t_{м.н}$, $t_{м.к}$ — начальная и конечная температуры материалов, К (°С).

**Расчет теплопотерь по укрупненным измерителям.** При оценке ориентировочных теплопотерь зданий пользуются понятием удельной тепловой характеристики здания, Вт/(м³·К):

$$q_о = \frac{Q_{т.п}}{V(t_в - t_н)}, \qquad (3.22)$$

где $Q_{т.п}$ — расчетные тепловые потери помещений, Вт; $V$ — объем отапливаемого здания по наружному обмеру, м³; $t_в$—$t_н$ — расчетная разность температур, К (°С).

Величина $q_о$ зависит от конструкции здания, его объ-

ема и других данных. Для ее определения имеется ряд формул, ведомственные показатели и опытные данные. Для различных зданий $q_о=0,1\div0,6$ Вт/(м³·К).

Для зданий любого назначения $q_о$ можно подсчитать по формуле проф. Н. С. Ермолаева:

$$q_0 = \frac{P}{S}[k_{ст} + \rho_о(k_{ок} - k_{ст})] + \frac{1}{H}(0,9k_{пот} + 0,6k_{пол}), \quad (3.23)$$

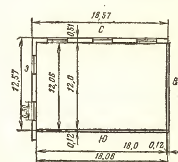
где $P$ — периметр здания, м; $S$ — площадь здания, м²; $H$ — высота здания, м; $\rho_о$ — коэффициент остекления, равный отношению площади остекления к площади вертикальных наружных ограждений; $k_{ст}$, $k_{ок}$, $k_{пот}$, $k_{пол}$ — коэффициенты теплопередачи стен, окон, потолка и пола, Вт/(м²·К).

При известном значении $q_о$ тепловые потери будут определяться по формуле

$$Q_{т.п} = q_о V(t_в - t_н). \quad (3.24)$$

**Пример.** Определнть теплопотери через ограждеиия производствеииого помещеиия, расположеиного на втором этаже двухэтажного здания. Плаи помещення показаи иа рис. 3.4. Высота этажа 6 м, высота окон 3 м.

Расчетная температура внутреннего воздуха $t_в=18°$ С, иаружиого $t_н=-30°$ С (г. Кострома), температура воздуха вверху помещения $t_{верх}=21°$ С. Коэффициенты теплопередачи ограждений наружиых стеи $k_{ст}=1,04$ Вт/(м²×К), окон $k_{ок}=2,67$ Вт/(м²·К), потолка $k_{пот}=0,6$ Вт/(м²·К). Даиные расчета приведеиы в табл. 3.3. Поверхиости иаружиых стен подсчитаиы без вычета окон. При расчете теплопотерь через окна прнията разность коэффицнентов теплопередачи $k_{ок}-k_{ст}$. Расчетная разиость температур на высоте помещеиия до 4 м $\Delta t=t_в-t_н=18+30=48°$ С, разиость температур для ограждений, расположениых выше 4 м от пола $\Delta t=t_{ср}-t_н=19,5+30=49,5$. Поправка к разности температур для помещеиия с чердаком $n=0,8$.




Рнс. 3.4. Плаи помещения к примеру.

### 3.4. Тепловыделения в помещениях

Источниками выделения теплоты в производственных помещениях являются: механическое и электрическое оборудование, нагретые поверхности аппаратов,

| Ограждение | Ориентация на страны света | Размеры ограждения, м | Площадь ограждения, м² | $\Delta t$, °C |
|---|---|---|---|---|
| Наружная стена | С | 18,57×4 | 74,28 | 48,0 |
| Наружная стена | С | 18,57×2 | 37,14 | 49,5 |
| Двойное окно | С | 3×3×3 | 27,00 | 48,0 |
| Наружная стена | З | 12,57×4 | 50,28 | 48,0 |
| Наружная стена | З | 12,57×2 | 25,14 | 49,5 |
| Двойное окно | З | 2×3×3 | 18,00 | 48,0 |
| Потолок | — | 12,06×18,06 | 217,80 | 48×0,8= =38,4 |

установок и трубопроводов, солнечная радиация в теплое время года, поверхности нагретых ванн, наружные ограждения (стены, полы, потолки), внутренние ограждения, инфильтрационный воздух, электроосвещение, работающие люди, продукты сгорания и химических реакций, остывающие материалы.

Тепловыделения от некоторых источников необходимо определять раздельно по явной и скрытой теплоте. Приход явной теплоты связан с повышением температуры воздуха в помещении. Скрытая теплота — это теплота, вносимая паром. Она влияет на изменение энтальпии воздуха помещения, но не повышает его температуры.

**Тепловыделения от электродвигателей и механизмов.** Энергия, подводимая к механизмам, может полностью переходить в теплоту и нагревать воздух помещения, может расходоваться на нагрев обрабатываемого продукта, жидкости или воздуха и уходить из помещения.

Тепловыделения от оборудования, приводимого в действие электродвигателями, кВт,

$$Q_{\text{об}} = N_y k_{\text{загр}} k_{\text{одн}} k_{\text{т}}, \tag{3.25}$$

где $N_{\text{у}}$ — номинальная установленная мощность электродвигателей, кВт; $k_{\text{загр}}$ — коэффициент загрузки двигателя, равный отношению средней мощности двигателя к номинальной; $k_{\text{одн}}$ — коэффициент одновременности ра-

Таблица 3.3

помещения

| Коэффициент теплопередачи $k$, Вт/(м²·К) | Основные теплопотери, Вт | Добавка на основные теплопотери, % | | | Полные теплопотери, Вт |
|---|---|---|---|---|---|
| | | на страны света | другие | всего | |
| 1,04 | 3708,1 | 10 | — | 10 | 4078,9 |
| 1,04 | 1912,5 | 10 | — | 10 | 2103,2 |
| 2,67—1,04= =1,63 | 2112,5 | 10 | — | 10 | 2323,8 |
| 1,04 | 2510,0 | 5 | — | 5 | 2635,5 |
| 1,04 | 1294,2 | 5 | — | 5 | 1358,9 |
| 1,63 | 1408,3 | 5 | — | 5 | 1478,7 |
| 0,60 | 5001,5 | — | — | — | 5001,5 |
| | | Итого: | | | 18980,5 |

боты оборудования; $k_т$ — коэффициент тепловыделения данного оборудования с учетом уноса теплоты из помещения с материалами, водой, воздухом и т. д.; $k_{загр}$, $k_{одн}$, $k_т$ определяются для конкретного производства по нормативным ведомственным материалам; $k_{загр}=0,5\div0,8$; $k_{одн}=0,5\div1,0$; $k_т=0,1\div1,0$ (для насосов и вентиляторов $k_т=0,1\div0,3$; для ткацких и металлорежущих станков $k_т=1,0$).

Тепловыделения от электродвигателей, установленных в помещении, кВт,

$$Q_{дв} = N_y\, k_{загр}\, k_{одн} \frac{1-\eta_{дв}}{\eta_{дв}}, \qquad (3.26)$$

где $\eta_{дв}$ — КПД двигателя при данной загрузке.

**Тепловыделения от нагретых поверхностей** оборудования и паропроводов, кВт,

$$Q_{н.п} = \Sigma F_i\, \alpha_i\, (t_{ст.н i} - t_в)\cdot 10^{-3}, \qquad (3.27)$$

где $F_i$ — площади нагретых поверхностей, м²; $\alpha_i$ — коэффициенты теплоотдачи от стенок наружных поверхностей к воздуху помещения, Вт/(м²·К); $t_{ст.н i}$ — температуры наружных стенок, К (°С); $t_в$ — температура воздуха помещения, К (°С).

**Тепловыделения от остывающего продукта и материала**, кВт,

$$Q_м = G_м\, c_м\, (t_{м.н} - t_{м.к}), \qquad (3.28)$$

где $G_м$ — масса остывающего материала, кг/с; $c_м$ — теплоемкость материала, кДж/(кг·К); $t_{м.н}$, $t_{м.к}$ — начальная и конечная температуры, К (°С).

**Тепловыделения от освещения**, кВт,

$$Q_{ос} = N_{ос}, \quad (3.29)$$

где $N_{ос}$ — суммарная мощность источников освещения, кВт.

Если осветительная аппаратура и лампы находятся вне помещения (на чердаке, за остеклением и т. п.), количество тепловыделений в помещение (видимая и невидимая теплота) составляет, кВт,

$$Q_{ос} = N_{ос}\,\eta_{ос}, \quad (3.30)$$

где $\eta_{ос}$ — коэффициент, учитывающий долю теплоты от освещения, поступающую в помещение. Для люминесцентных ламп $\eta_{ос}=0{,}55$, для ламп накаливания $\eta_{ос}=0{,}85$.

**Тепловыделения от людей** определяются отдельно по количеству явной, скрытой и полной теплоты. При $t_в=35°$ С выделения явной теплоты не учитываются. Скрытая теплота, выделяемая людьми, — это теплота, пришедшая с влагой, выделяемой человеком, кВт:

$$Q_{ч.я} = nq_я \cdot 10^{-3}; \quad (3.31)$$

$$Q_{ч\,скр} = nq_{скр} \cdot 10^{-3}; \quad (3.32)$$

$$Q_ч = nq \cdot 10^{-3}, \quad (3.33)$$

где $n$ — количество людей в помещении; $q_я$, $q_{скр}$ и $q$ — удельные количества явной, скрытой и полной теплоты, выделяемой одним работающим, Вт. (Она определяется из условий тепло- и влагообмена человека с окружающей средой и приводится в справочниках [19]. Например, при легкой работе при температуре воздуха в помещении 20° $q_я=87$ Вт, $q_{скр}=29$ Вт, $q=116$ Вт.)

**Тепловыделения от открытых водных поверхностей** (явная теплота), кВт,

$$Q_в\,(5{,}6 + 4{,}0v)\,(\tau - t_в)\,F \cdot 10^{-3}, \quad (3.34)$$

где $v$ — скорость воздуха над поверхностью воды, м/с; $\tau$ — температура поверхности воды, К (°С); $F$ — площадь поверхности воды, м².

Скрытая теплота, приходящая с выделяющейся влагой, кВт,

$$Q_{скр} = rG_в, \quad (3.35)$$

где $r$ — теплота парообразования (фазового превращения), кДж/кг; $G_в$ — количество влаги, испарившейся с ванны, кг/с.

Величина $r$ может быть определена по формуле

$$r = 2500 - 2{,}39 t_в. \tag{3.36}$$

**Теплопоступления за счет инфильтрации** наружного воздуха в теплый период года через проемы, неплотности и за счет воздухопроницаемости ограждений, кВт,

$$Q_{инф} = G_{инф} c (t_н - t_в), \tag{3.37}$$

где $G_{инф}$ — масса инфильтрационного воздуха, кг/с; $c$ — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); $t_н$ — температура наружного воздуха, К (°С); $t_в$ — температура воздуха помещения, К (°С).

Количество воздуха, поступающего за счет инфильтрации, определяется специальным расчетом или принимается по нормативным указаниям для данного типа помещений [19].

**Теплопоступления через внутренние ограждения** учитываются при наличии разности температур в смежных помещениях не менее 5° С, кВт:

$$Q_{вн} = kF (t_{в1} - t_{в2}) \cdot 10^{-3}, \tag{3.38}$$

где $k$ — коэффициент теплопередачи внутреннего ограждения, Вт/(м²·К); $F$ — поверхность ограждения, м²; $t_{в1}$—$t_{в2}$ — разность температур воздуха в смежных помещениях, К (°С).

**Теплопоступления через наружные ограждения** в теплый период года происходят за счет теплопередачи и солнечной радиации. Методика расчета изложена в СНиП II-33-75. Приближенно теплопоступления за счет солнечной радиации можно определить по следующим формулам, кВт:

для остекленных поверхностей

$$Q_{р.о} = F_о q_о A_о \cdot 10^{-3}; \tag{3.39}$$

для покрытий и ограждений

$$Q_{р.п} = F_п q_п K_п \cdot 10^{-3}, \tag{3.40}$$

где $F_о$ и $F_п$ — поверхности остекления и темных покрытий ограждений, м²; $q_о$, $q_п$ — количества теплоты от солнечной радиации, поступающей через поверхности, зависящие от ориентации поверхностей по странам света; $q_о = 70 \div 210$ Вт/м², $q_п$ для зданий с чердаком равно в

среднем 6 Вт/м², в помещениях без чердака поступление теплоты от солнечной радиации через кровлю равно 18 Вт/м² (для географической широты 55°); $A_0$ — коэффициент, зависящий от характера остекления; $A_0$ равно 1,15 для двойного остекления в одной раме, 0,85 — для одинарного загрязненного стекла, 0,6 — при забеленных окнах; $K_п$ — коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства покрытий, численно равный коэффициенту теплопередачи покрытия.

Теплопоступления от солнечной радиации учитываются при температуре наружного воздуха более 10° С. Для уменьшения количества теплоты радиации целесообразно затенять остекленные поверхности шторами, жалюзи и т. п.

При установке технологического оборудования должны разрабатываться мероприятия, сокращающие тепловыделения в помещение. Например, электродвигатели большой мощности рекомендуется охлаждать воздухом так, чтобы теплота от охлаждения двигателя не попадала в рабочее помещение. Горячие поверхности теплоиспользующего оборудования, соприкасающиеся с воздухом помещения, а также трубопроводы пара, конденсата и горячей воды покрываются тепловой изоляцией.

Оборудование, имеющее горячие поверхности, выделяющие водяной пар (сушилки), подлежат герметизации с тепловой изоляцией.

**Кроме приведенных источников тепловыделений** возможно выделение теплоты химических реакций, от радиации промышленных печей и других источников.

### 3.5. Тепловой баланс помещения

Тепловой баланс помещения составляется отдельно для каждого периода года и отдельно по явной и скрытой теплоте.

Для теплого периода года можно записать.

$$Q_{т.в} + Q_р - Q_{т.п.л} = \pm \Delta Q, \tag{3.41}$$

где $Q_{т.в}$ — суммарные тепловыделения в помещении без учета теплоты солнечной радиации; $Q_р$ — теплота солнечной радиации для остекленных поверхностей и покрытий; $Q_{т.п.л}$ — тепловые потери в помещении для теплого периода года.

Для холодного и переходного периодов года баланс теплоты в помещении будет иметь вид:

$$Q_{т.в} - Q_{т.п} = \pm \Delta Q, \qquad (3.42)$$

где $Q_{т.п}$ — теплопотери помещения в холодный или переходный период года через ограждающие конструкции и на нагрев инфильтрационного воздуха.

В зависимости от величин, входящих в уравнения (3.41) и (3.42), тепловой баланс помещения может иметь три вида.

Первый вид теплового баланса — тепловыделения равны теплопотерям:

$$\Delta Q = 0.$$

В этом случае при работающем технологическом оборудовании температура воздуха помещения не будет изменяться. Во время неработающего оборудования (выходные дни, ночное время) тепловыделения уменьшаются и будет наблюдаться недостаток теплоты, поэтому в нерабочее время холодного периода года в помещениях должно быть предусмотрено дежурное отопление.

Второй вид теплового баланса — теплопотери превышают тепловыделения:

$$\Delta Q < 0; \quad \Delta Q = Q_{нед},$$

где $Q_{нед}$ — недостаток теплоты в помещении.

При составлении теплового баланса по явной теплоте $Q_{нед.я}$ компенсируется установкой нагревательных приборов отопления или путем совмещения отопления с системой вентиляции. В последнем случае температура подаваемого в помещение воздуха должна превышать температуру воздуха в помещении на

$$\Delta t = \frac{Q_{нед.я}}{cG}, \qquad (3.43)$$

где $c$ — теплоемкость воздуха; $G$ — массовый расход приточного воздуха, кг/с.

Третий вид баланса — тепловыделения больше теплопотерь:

$$\Delta Q > 0; \quad \Delta Q = Q_{изб}.$$

Избыток явной теплоты $Q_{изб}$ должен поглощаться воздухом, подаваемым в помещение с температурой ниже температуры воздуха в помещении. Как и в первом случае, при неработающем оборудовании должно предусматриваться дежурное отопление.

## 3.6. Теплоустойчивость и защитные свойства ограждений и помещений

Тепловой баланс помещеиия составляется при стацнонарном режиме при расчетиых значениях температур $t_в$ и $t_н$. Однако температуры наружного воздуха имеют суточные и годовые колебания, что оказывает влнянне на температуру воздуха в помещении $t_в$ и температуру внутреиних поверхностей ограждений $\tau_в$.

Могут изменяться также и внутренние условия. Например, могут быть переменными по времеии тепловыделения от производственного оборудования в завнсимости от сменности и режимов работы. Поэтому в общем случае нмеет место сложный нестационарный тепловой режим. Колебания $t_в$ и $\tau_в$ зависят от тепловой масснвности ограждений. На тепловое состоянне ограждений влняет также воздухо- и влагопроницаемость строительных материалов, в результате чего изменяются их теплофизические свойства и, следовательно, тепловой поток через ограждеиня.

Ограждения зданий должны обладать определенными теплозащитными свойствамн и определеиной степенью воздухо- и влагопроницаемости. Теплозащитные свойства ограждений определяются сопротивлением теплопередаче ограждения и его теплоустойчивостью, т. е. способностью обеспечнвать допустимую амплнтуду колебания температуры на внутренней поверхиости ограждения прн изменении теплового потока.

Сопротнвленне теплопередаче ограждений обычно определяет теплозащитиые свойства ограждеиия в зимних условиях, так как в зимнее время колебания иаружных температур меиьше, чем в летних условиях, а внутренние температуры поддерживаются системамн отоплеиня.

Расчетное сопротивление теплопередаче $R_0$ должно быть не меньше требуемого сопротивления по санитарно-гигиеническим условиям $R_{о.тр}$, т. е.

$$R_0 \geqslant R_{о.тр}. \tag{3.44}$$

При выполнении $R_{о.тр}$ температура $\tau_в$ на внутренней поверхности ограждения должна быть не ниже допустимого значения $\tau_{в.доп}$, которое должно удовлетворять второму условию комфортности, т. е. температура должна быть такой, чтобы человек, находящийся вблизи ограждения, не испытывал радиационного переохлаждения. Кроме того, на поверхности ограждения не должно быть конденсации влаги, т. е. $\tau_в$ должны быть выше температуры точки росы $t_р$. Из этих соображений требуемое сопротивление теплопередачи может быть найдено из уравнения теплового потока

$$q = \frac{1}{R_{о.тр}} (t_в - t_н) = \frac{1}{R_в} (t_в - \tau_в).$$

Из этого уравнения с учетом поправочного коэффи-

циента

$$R_{\text{о.тр}} = R_{\text{в}} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}}} n, \qquad (3.45)$$

где $n$ — коэффициент, учитывающий положение поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху.

При заданных значениях $R_{\text{о.тр}}$ и $R_{\text{в}}$ может быть найдена температура на поверхности ограждения по формуле (3.14):

$$\tau_{\text{в}} = t_{\text{в}} - \frac{R_{\text{в}}}{R_{\text{о.тр}}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}),$$

причем необходимо, чтобы были выполнены условия

$$\tau_{\text{в}} \geqslant \tau_{\text{в.доп}} \qquad (3.46)$$

и

$$\tau_{\text{в}} > t_{\text{р}}. \qquad (3.47)$$

По СНиП II-3-79 санитарно-гигиенические требования устанавливаются перепадом температур

$$\Delta t^{\text{н}} = t_{\text{в}} - \tau_{\text{в.доп}}. \qquad (3.48)$$

Для наружных стен жилых и общественных зданий $\Delta t^{\text{н}} = 6 \div 7^\circ$ С, для промышленных зданий $\Delta t^{\text{н}} = 7 \div 12^\circ$ С.

При определении сопротивления теплопередаче кроме санитарно-гигиенических требований должны учитываться также технико-экономические показатели. С учетом технико-экономических показателей устанавливается оптимальное сопротивление теплопередаче $R_{\text{о.эк}}$. Значение $R_{\text{о.эк}}$ соответствует минимуму приведенных затрат на ограждения и на системы отопления и кондиционирования воздуха. При определении $R_{\text{о}}$ температура наружного воздуха принимается в зависимости от тепловой инерции ограждений (см. § 3.2)..

Теплоустойчивость ограждения характеризует сопротивляемость ограждения переменным тепловым воздействиям и свойство ограждения поддерживать относительное постоянство температуры на его поверхностях при изменении тепловых воздействий.

Теплозащитные свойства ограждения характеризуются теплоустойчивостью обычно для летних условий, так как в летнее время наблюдаются значительные суточные изменения температур и солнечной радиации.

Теплоустойчивость ограждений для летних условий проверяется для районов со среднемесячной температу-

рой июля $t_н \geqslant 21°$ С при тепловой инерции $D < 4$ для стен и при $D < 5$ для перекрытий.

Амплитуда $A_{τв}$ колебаний температуры на внутренней поверхности ограждения по СНиП II-3-79 не должна быть больше требуемой амплитуды $A_{τв}^{тр}$, т. е.

$$A_{τв} \leqslant A_{τв}^{тр}; \tag{3.49}$$

$$A_{τв}^{тр} = 2{,}5 - 0{,}1\,(t_н - 21). \tag{3.50}$$

Указанные правила предусматривают также проверку ограждений на воздухо- и влагозащитные свойства [20].

При нарушениях теплового баланса помещения, вызываемых изменяющимися тепловыделениями, будет наблюдаться колебание температуры воздуха помещения $t_в$ и радиационной температуры $t_R$. Ограждения, оборудование и материалы при колебании температуры выделяют или поглощают теплоту. Значение колебаний температуры будет зависеть от способности ограждений, оборудования и материалов поглощать теплоту.

Свойство помещения сохранять температуру $t_в$ с меньшими колебаниями при периодических колебаниях тепловыделений называется теплоустойчивостью помещения. Колебания температуры внутреннего воздуха $t_в$ в жилых и общественных зданиях не должны превышать $\pm 1{,}5°$ С.

Важное значение имеет расчет теплоустойчивости помещения для оценки охлаждения помещений при отключении системы отопления.

### 3.7. Влаговыделения в помещении

Источниками влаговыделений в помещении являются работающие в цехе люди, открытые водные поверхности, высыхающие материалы, оборудование и паропроводы.

*Влаговыделения с открытой некипящей водной поверхности* определяются по формуле Дальтона, кг/с,

$$G = \beta_p F\,(p_н - p_п)\,\frac{101{,}3\cdot 10^3}{p_б}, \tag{3.51}$$

где $\beta_p$ — коэффициент массоотдачи, кг/(м$^2$·с·Па); $F$ — поверхность испарения, м$^2$; $p_н$, $p_п$ — парциальные давления насыщенного водяного пара при температуре поверхности воды и в воздухе помещения, Па; $101{,}3\cdot 10^3$ Па —

нормальное атмосферное давление; $p_б$ — барометрическое давление, Па.

Коэффициент массоотдачи $\beta_p$ можно вычислить по формуле

$$\beta_p = (a + 0,0362v) \cdot 10^{-6}, \qquad (3.52)$$

где $a$ — опытный коэффициент; $v$ — скорость воздуха над поверхностью испарения, м/с.

Значения коэффициента $a$ приведены ниже:

| Температура воды, °С . . . | до 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $a$ . . . . . . | 0,046 | 0,058 | 0,069 | 0,077 | 0,085 | 0,096 | 0,106 | 0,122 |

*Количество испаренной влаги с мокрой поверхности пола* можно определить по формуле, кг/с,

$$G_2 = \frac{\alpha (t_с - t_м)}{r},$$

где $\alpha$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к воде, Вт/(м²·К); $t_с$, $t_м$ — температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам, К (°С); $F$ — поверхность испарения, м²; $r$ — скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

Предполагается, что вода длительное время находится на полу и принимает температуру воздуха по мокрому термометру.

Принимая $\alpha$=4,5 Вт/(м²·К) и $r$=2450 кДж/кг, получаем $G_2$, кг/с:

$$G_2 = 1,8F (t_с - t_м) \cdot 10^{-6}. \qquad (3.53)$$

*Влаговыделения при сушке материалов*, находящихся в цехе, кг/с,

$$G_3 = \frac{G_н - G_к}{\Delta z}, \qquad (3.54)$$

где $G_н$, $G_к$ — начальная и конечная массы материалов, кг; $\Delta z$ — время пребывания материала в цехе, за которое произошла убыль массы с $G_н$ до $G_к$, с.

*Количество водяного пара* $G_4$, выделяющегося через неплотности аппаратов, паропроводов, рекомендуется принимать по результатам промышленных испытаний. Оно составляет 1—5% количества влаги оборудования.

*Количество влаги, выделенное людьми*, определяется по формуле, кг/с,

$$G_5 = gn, \qquad (3.55)$$

где $g$ — количество влаги, выделяемое одним человеком, кг/с, зависящее от тяжести работы; $n$ — число людей в помещении.

Например, для легкой работы при температуре воздуха в помещении 20° С $g=20{,}8\cdot10^{-6}$ кг/с (75 г/ч).

Увеличение влаги в воздухе помещения может быть также за счет более влажного инфильтрационного наружного воздуха. Количество поступившей влаги равно, кг/с:

$$G_в = G_{инф}\,\frac{d_н - d_в}{1000}\,, \qquad (3.56)$$

где $G_{инф}$ — количество инфильтрационного воздуха, кг/с; $d_н$ и $d_в$ — влагосодержание наружного и внутреннего воздуха, г/кг сухого воздуха.

Наблюдаются влаговыделения и при химических реакциях.

Поглощение влаги в производственных помещениях учитывается редко. Оно возможно при сорбции влаги гигроскопическими материалами. Например, продукт, высушенный до влажности ниже равновесной, будет сорбировать водяные пары из воздуха. Количество сорбированной влаги равно:

$$G_{сорб} = \frac{G_к - G_н}{\Delta z}\,, \qquad (3.57)$$

где $G_н$, $G_к$ — начальная и конечная массы продукта; $\Delta z$ — время сорбирования.

Возможно также уменьшение влаги в воздухе за счет инфильтрационного воздуха при $d_н < d_в$ (в зимнее время).

Баланс влаги в помещении, кг/с,

$$G_в = G_{выд} - G_{пог}, \qquad (3.58)$$

где $G_{выд}$ и $G_{пог}$ — суммарные количества выделенной и поглощенной влаги.

## Часть вторая
# СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

## ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ
## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ

### 4.1. Тепловая нагрузка систем отопления

Отопительные установки разрешают только одну из задач по созданию искусственного климата в помещениях. Они служат для поддержания в холодное время года заданной температуры воздуха.

Система отопления (рис. 4.1) представляет собой комплекс элементов, необходимых для обогрева помещений. Основными элементами являются источники теплоты, теплопроводы, нагревательные приборы. Передача теплоты осуществляется с помощью теплоносителей — нагретой воды, пара или воздуха.

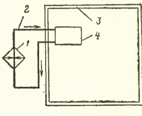


Рис. 4.1. Схема системы отопления.

*1* — источник теплоты; *2* — трубопроводы; *3* — помещение; *4* — нагревательный прибор.

При определении тепловой нагрузки систем отопления учитываются особенности теплового режима помещений. В помещениях с постоянным тепловым режимом, к которым относятся промышленные здания с непрерывным технологическим процессом, сельскохозяйственные помещения и общественные здания — больницы, санатории, книгохранилища, аэровокзалы и т. п., тепловая нагрузка определяется по $Q_{нед}$, определяемому из теплового баланса помещения.

В помещениях с переменным тепловым режимом, когда тепловыделения колеблются в течение 1 сут, например в промышленных зданиях при одно- и двухсменной работе с выходными днями, в зрелищных предприятиях и других помещениях, при определении тепловой нагрузки различаются два периода — рабочий и нерабочий. В рабочее время в помещении могут быть как избытки, так и недостатки теплоты. При $\Delta Q > 0$ отопление не требуется, при $\Delta Q < 0$ необходимо отопление на $Q_{нед}$.

В нерабочее время отопление обычно необходимо, так как тепловыделения или отсутствуют, или невелики. Во всех случаях при расчете мощности систем отопления необходимо учитывать минимальные часовые тепловыделения. Отопление, рассчитанное на не-

рабочее время, называется дежурным отопленнем. Температура воздуха в помещенннях прн дежурном отоплении прннимается равной +5° С, еслн по условням технологии и эксплуатации не требуется более высоких температур.

Снстемы отопления должны обеспечнть, кроме того, нормнруемые параметры воздуха к началу работы.

## 4.2. Требования, предъявляемые к системам отопления

1. **Санитарно-гигиенические.** Системы отопления должны поддерживать внутри помещения заданную температуру воздуха, равномерную по объему рабочей зоны помещения. Температуры внутренних поверхностей наружных ограждений и нагревательных приборов должны находиться в пределах нормы, см. § 3.1 и [19].

2. **Экономические.** Системы отопления должны обеспечить минимум приведенных затрат по сооружению и эксплуатации. Показателями экономичности являются также расход металла, затраты труда на изготовление и монтаж. Экономичность системы определяется технико-экономическим анализом вариантов различных систем и применяемого оборудования.

3. **Строительные.** Системы отопления должны соответствовать архитектурно-планировочному решению помещений. Размещение отопительных элементов должно быть увязано со строительными конструкциями.

4. **Монтажные.** Элементы систем отопления должны изготовляться преимущественно в заводских условиях, детали и узлы унифицированы, затраты ручного труда минимальны.

5. **Эксплуатационные.** Система отопления должна быть надежной в поддержании заданных температур воздуха. Надежность системы обусловливается ее долговечностью, безотказностью, простотой регулировки управления и ремонта. Система должна быть безопасной и бесшумной в работе, должна обеспечивать наименьшее загрязнение вредными выделениями помещений и атмосферного воздуха.

## 4.3. Классификация систем отопления

Различают местные и центральные системы отопления.

*К местным системам* относятся системы, в которых все элементы объединены в одном устройстве и система предназначена для обогрева одного помещения. К местным системам относятся печное отопление, газовое (при сжигании топлива в местном теплообменнике) и электрическое.

*Центральные системы* обогревают ряд помещений из одного центра (котельная, ТЭЦ), в котором вырабатывается теплота, передаваемая теплоносителем к нагревательным приборам отапливаемых помещений.

По виду теплоносителя системы отопления делятся на системы водяного, газового, парового, воздушного и электрического отопления.

*В водяных и паровых системах* теплоноситель — вода или пар — нагревается в генераторе теплоты и передается по трубопроводам к нагревательным приборам.

В воздушных системах нагретый воздух поступает непосредственно в помещение из распределительных каналов или от отопительных агрегатов, расположенных в самом отапливаемом помещении.

По способу перемещения теплоносителя центральные системы отопления подразделяются на системы с естественной циркуляцией и системы с механическим побуждением.

Выбор системы отопления производится на основании технико-экономического расчета. Рекомендации по выбору систем для помещений различного назначения приводятся в СНиП II-33-75. На промышленных предприятиях с развитой системой теплоснабжения от ТЭЦ или крупной центральной котельной применяются преимущественно системы водяного отопления с искусственной циркуляцией и воздушное отопление. В отдельных случаях применяются системы парового отопления. Системы с естественной циркуляцией применяются реже: только в небольших зданиях, вагонах и т. п.

### 4.4. Основные характеристики теплоносителей

При выборе теплоносителя необходимо учитывать санитарно-гигиенические, технико-экономические и эксплуатационные показатели.

*Газы* образуются при сгорании топлива, они имеют высокие температуру и энтальпию. Однако транспорти-

ровка газов усложняет систему отопления и приводит к значительным тепловым потерям. С санитарно-гигиенической точки зрения газы малоприемлемы вследствие трудности обеспечения допустимых температур нагревательных приборов. Выпуск газов непосредственно в помещение ухудшает состояние воздушной среды.

*Вода* обладает большой теплоемкостью и плотностью, что позволяет передавать большие количества теплоты при малом объеме теплоносителя. Это обеспечивает малые размеры трубопроводов и относительно невысокие тепловые потери. Допускаемая по санитарно-гигиеническим требованиям температура нагревательных приборов легко достигается, однако на перемещение воды требуется значительная затрата энергии.

*Пар* при конденсации в нагревательных приборах отдает значительное количество теплоты за счет скрытой теплоты парообразования. Вследствие этого масса пара при данной тепловой нагрузке уменьшается по сравнению с другими теплоносителями. Однако пар как теплоноситель в системах отопления уступает воде, так как температура приборов будет выше 100° С, что приводит к возгонке органической пыли, оседающей на приборах, и к выделению в помещение вредных веществ и неприятных запахов, кроме того следует также учесть, что паровые системы могут быть источниками шума, пар при невысоких давлениях (применяемых в системах отопления) имеет значительный удельный объем, что ведет к увеличению сечений трубопроводов.

*Воздух* — легкоподвижный теплоноситель — безопасен в пожарном отношении; в воздушных системах возможно более простое регулирование постоянства температуры в помещении. Однако вследствие малой теплоемкости воздуха для удовлетворения заданной тепловой нагрузки масса воздуха может быть значительной, что приводит к увеличению сечений каналов для его перемещения, к увеличению гидравлических сопротивлений и расхода электроэнергии. Поэтому воздушное отопление на промышленных предприятиях осуществляется или совмещенным с системами вентиляции, или путем установки в цехах отопительных агрегатов.

ГЛАВА ПЯТАЯ

# ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

## 5.1. Классификация систем водяного отопления

Водяное отопление получило в настоящее время наибольшее распространение в силу своих преимуществ перед другими системами отопления. Опыт эксплуатации водяных систем показал их высокие гигиенические и эксплуатационные показатели. Системы водяного отопления обладают наибольшей надежностью, бесшумны, просты и удобны в эксплуатации, могут иметь значительный радиус действия по горизонтали. По вертикали радиус действия системы определяется гидростатическим давлением. Особое значение получило водяное отопление с развитием централизованного теплоснабжения и теплофикации.

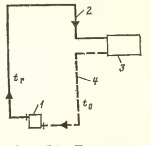


Рис. 5.1. Принципиальная схема водяного отопления.

Принципиальная схема центральной водяной системы отопления показана на рис. 5.1. Вода, нагреваемая в нагревателе *1* до температуры $t_г$, поступает по магистральному трубопроводу *2* горячей воды в нагревательные приборы *3*, установленные в отапливаемых помещениях. Затем вода отдает теплоту воздуху помещения и, охлажденная до температуры $t_о$, по трубопроводу *4* обратной воды поступает снова на подогрев. Нагревателем воды служит водогрейный котел или теплообменник.

Системы водяного отопления классифицируются по нескольким признакам.

1. По способу создания циркуляции водяные системы делятся на системы с естественной циркуляцией (гравитационные) и с искусственной циркуляцией (насосные). В системах с естественной циркуляцией движение воды осуществляется за счет разности плотностей горячей воды, поступающей в систему, и охлажденной воды после нагревательных приборов. В системах с искусственной циркуляцией движение воды происходит за счет насоса.

2. В зависимости от схемы соединения труб с нагре-

вательными приборами системы водяного отопления делятся на двухтрубные и однотрубные. В двухтрубной системе (рис. 5.2, 5.3) каждый нагревательный прибор присоединяется к двум трубам: по одной подводится горячая вода, а по другой уходит охлаж-

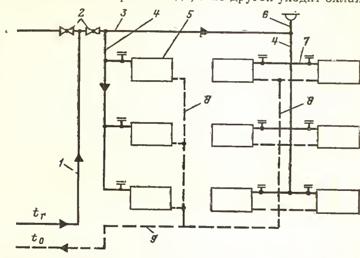



Рис. 5.2. Двухтрубная вертикальная система водяного отопления с верхней разводкой.

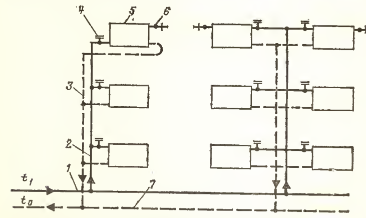



Рис. 5.3. Двухтрубная вертикальная система водяного отопления с нижней разводкой.

*1* — магистраль горячей воды; *2* — стояки горячей воды; *3* — стояки обратной воды; *4* — краны у приборов; *5* — нагревательные приборы; *6* — выпуск воздуха; *7* — обратная магистраль.

денная вода. В однотрубных системах отопления (рис. 5.4, 5.5) нагревательные приборы одной ветви соединяются одной трубой так, что вода последовательно перетекает из одного прибора в другой.

3. В зависимости от места прокладки магистральных трубопроводов системы подразделяются на системы с верхней разводкой (см. рис. 5.2), если горячая магистраль прокладывается выше нагревательных приборов,

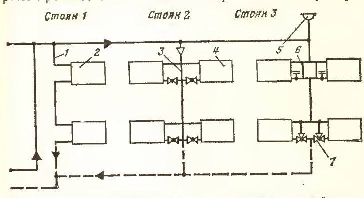



Рис. 5.4. Схема однотрубной системы отопления с верхней разводкой.

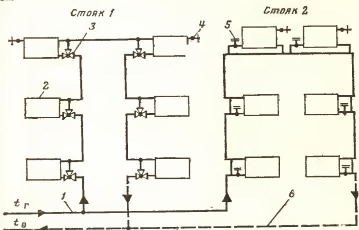



Рис. 5.5. Схема однотрубной системы отопления с нижней разводкой и П-образными стояками.

*1* — магистраль горячей воды; *2* — нагревательный прибор; *3* — трехходовой кран; *4* — выпуск воздуха; *5* — регулирующий кран; *6* — магистраль обратной воды.

и системы с нижней разводкой (см. рис. 5.3), когда горячая и обратная магистрали лежат ниже приборов.

4. По расположению труб, соединяющих нагревательные приборы, системы делятся на вертикальные, когда приборы присоединяются к вертикальному

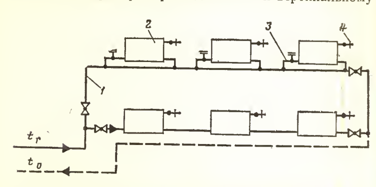



Рис. 5.6. Схема горизонтальной однотрубной системы отопления.
*1* — стояк; *2* — нагревательные приборы; *3* — регулирующий кран; *4* — выпуск воздуха.

стояку, и горизонтальные (рис. 5.6), когда приборы присоединяются к горизонтально расположенным трубопроводам.

5. По направлению движения воды в горячей и обратной магистралях системы водяного отопления делятся на тупиковые, когда имеет место встречное движение горячей и охлажденной воды, и системы с попутным движением воды, когда направление потоков воды в горячей и обратной магистралях совпадает.

## 5.2. Системы водяного отопления с искусственной циркуляцией

Системы с искусственной циркуляцией могут выполняться по нескольким схемам в зависимости от источника теплоснабжения.

Расчетная температура горячей воды $t_г$ в системах отопления жилых, общественных и административных помещений принимается равной 95° С, в детских и лечебных учреждениях 85° С, в производственных помещениях — до 150° С. Температура обратной воды принима-

ется обычно $t_o=70°$ C. В наружных тепловых сетях температура горячей воды принимается $\tau_1=130 \div 180°$ C, температура обратной воды $\tau_2=70°$ C. На рис. 5.7, *а* показана схема водяного отопления при теплоснабжении от индивидуальной отопительной котельной (для одного

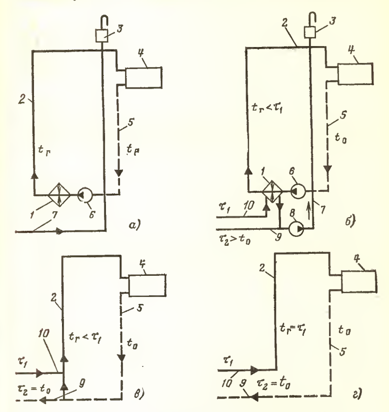



Рис. 5.7. Схемы водяного отопления при теплоснабжении.

здания). Вода с помощью насоса *6* циркулирует по контуру: водогрейный котел *1*, горячие трубопроводы *2*, нагревательные приборы *4*, трубопроводы обратной воды *5*. В схему включается расширительный бак *3*. Расширительный бак служит для поддержания в системе определенного статического давления, для компенсации объема воды при изменении температуры и для удаления воздуха из системы.

При централизованном теплоснабжении от районной котельной или ТЭЦ (теплофикация) применяются три схемы: независимая, зависимая со смешением воды и зависимая прямоточная.

В независимой схеме (рис. 5.7, *б*) вместо водогрейного котла устанавливается теплообменник *1*, обогреваемый первичной водой из тепловой сети. Система заполняется деаэрированной водой из тепловой сети *7* при помощи подпиточного насоса *8*. Нагрев воды от температуры $t_о$ до $t_г$ осуществляется в теплообменнике *1* пу-

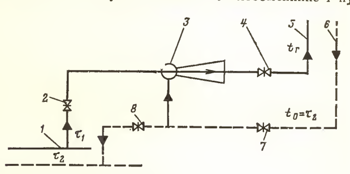



Рис. 5.8. Схема теплового пункта.

*1* — горячая вода тепловой сети; *2, 4, 7, 8* — задвижки; *3* — элеватор; *5* — горячая вода в системе отопления; *6* — обратиая вода из системы отопления.

тем подвода первичной воды с температурой $\tau_1$. Первичная вода охлаждается в теплообменнике до температуры $\tau_2$ и уходит в обратный трубопровод *9* наружной сети.

Зависимая система со смешением воды (рис. 5.7, *в*) применяется в том случае, когда температура горячей воды в системе отопления должна быть меньше температуры горячей воды в тепловой сети *10*, т. е. при $t_г < \tau_1$, когда гидростатическое давление допускается равным давлению в обратном наружном теплопроводе *9*. Температура горячей воды в системе отопления $t_г$ достигается смешением обратной воды с температурой $t_о$ и горячей воды тепловой сети с температурой $\tau_1$. Смешение осуществляется или при помощи смесительного насоса, или водоструйного элеватора.

Зависимая прямоточная схема (рис. 5.7, *г*) применяется в том случае, если допускается $t_г = \tau_1$. Она проще других схем, однако регулирование системы отопления

определяется регулированием наружных тепловых сетей.

Схема присоединения системы отопления к тепловой сети — принципиальная схема теплового пункта с элеватором показана на рис. 5.8. Горячая вода с температурой $\tau_1$ из тепловой сети *1* через задвижку *2* поступает к элеватору *3*. В элеваторе происходит подмешивание обратной воды с температурой $t_о$. После смешения вода с температурой $t_г$ поступает в систему отопления. Соотношение масс горячей и обратной воды устанавливается при наладке системы путем подбора соответствующего размера сопла (конуса) элеватора.

## 5.3. Двухтрубные системы водяного отопления

На рис. 5.2 приведена схема вертикальной двухтрубной системы отопления с верхней разводкой с односторонним и двухсторонним присоединением нагревательных приборов. Горячая вода из теплового пункта подается в главный стояк *1*, затем через проходной кран *2* по горизонтальной горячей магистрали *3* разводится к стоякам *4* и от них в нагревательные приборы *5*. Охлажденная вода из нагревательных приборов собирается в общий обратный стояк *8* и далее через обратную магистраль *9* поступает в тепловой пункт. Горизонтальные магистральные трубопроводы прокладываются с уклоном 0,002, уклоны труб подводок к приборам составляют 5—10 мм на всю длину подводки *7* к прибору. Уклоны горизонтальных труб должны обеспечить свободный выход воздуха из системы к верхним ее точкам. При верхней разводке выпуск воздуха из системы осуществляется в верхних точках системы через специальный воздухоотводчик *6*.

В системе с нижней разводкой (см. рис. 5.3) магистральная горячая линия располагается в нижней части системы (в подвале здания). Движение воды по стоякам происходит снизу вверх. Удаление воздуха из системы осуществляется через воздушные краны, устанавливаемые на верхних нагревательных приборах, или через специальные воздушные линии.

На подводках к отопительным приборам в двухтрубных системах устанавливаются регулирующие краны повышенного гидравлического сопротивления. В настоящее время применяются также краны двойной регулировки. Однако они обладают малым гидравлическим сопротив-

лением и недостаточной для двухтрубных систем регулирующей способностью.

На стояках устанавливаются краны для полного отключения стояка во время ремонта или для регулирования системы. Обычно для зданий менее трех этажей краны на стояках не устанавливаются. На магистральных линиях для отключения или регулирования отдельных частей устанавливаются проходные краны или вентили.

Основным достоинством двухтрубной системы является поступление воды с одинаковой температурой $t_г$ к каждому нагревательному прибору, и, следовательно, на каждый прибор приходится наибольшая разность температур $t_г—t_о$, что приводит к меньшим поверхностям нагрева приборов. Однако в двухтрубной системе, особенно с верхней разводкой, имеет место значительный расход труб и фасонных частей.

## 5.4. Однотрубные системы водяного отопления

Однотрубные системы в настоящее время применяются очень широко, особенно в зданиях повышенной этажности. Основным преимуществом однотрубных систем является уменьшение расхода труб. По сравнению с двухтрубными системами длина труб однотрубной системы составляет 70—73%. Однотрубные системы выполняются с верхней и нижней разводкой. Кроме того, они подразделяются на три типа в зависимости от способа подключения нагревательных приборов: проточные (без замыкающих участков) и проточно-регулируемые (с замыкающими участками).

На рис. 5.4 показана однотрубная система отопления с верхней разводкой с односторонним и двухсторонним присоединением приборов. Стояк *1* выполнен по проточной схеме. В этой схеме вся вода последовательно перетекает из одного прибора в другой. Регулирующие краны у нагревательных приборов в этой схеме отсутствуют. Стояк *2* выполнен по схеме с осевыми замыкающими участками *3*, при которой вода в узлах присоединения нагревательных приборов делится на два потока: одна часть затекает в прибор, другая проходит мимо прибора. В этой системе у приборов устанавливаются регулирующие проходные краны. В стояке *3* показана система со смещенными замыкающими участками *6*, причем для нижнего прибора применяется проточно-регули-

руемая схема с установкой в узлах трехходовых кранов *7*.

Проточно-регулируемая система позволяет работать как по проточному режиму, так и по режиму с замыкающими участками, что достигается переключением трехходового крана. На схемах показаны различные способы присоединения приборов. В реальных системах на всех этажах и стояках применяется один какой-либо способ.

Выпуск воздуха в однотрубной системе с верхней разводкой производится в верхних точках системы через воздухосборники *5* с автоматическим или ручным отводом воздуха. При наличии расширительного бака воздух выпускается через расширительный бак.

Наибольшее распространение получили в настоящее время вертикальные однотрубные системы с нижней разводкой с П-образными стояками и с односторонним присоединением приборов (см. рис. 5.5).

Выпуск воздуха в системах с нижней разводкой осуществляется через воздуховыпускные краны *4*, устанавливаемые на верхних нагревательных приборах.

В однотрубных системах вода с наибольшей температурой поступает лишь к первым по ходу воды приборам, а затем температура снижается. Перепады температур на приборах ниже, чем в двухтрубных системах, так как полный перепад $t_г — t_о$ приходится на весь стояк.

### 5.5. Горизонтальные системы водяного отопления

Горизонтальные системы применяются в зданиях большой протяженности. Стояки горизонтальных многоэтажных систем прокладываются в удобных местах, обычно во вспомогательных помещениях. Горизонтальные системы применяются однотрубными и двухтрубными. В современных системах применяются в основном однотрубные системы.

Однотрубные горизонтальные системы (см. рис. 5.6) выполняются проточными и с замыкающими участками. При проточной схеме (первый этаж) необходимо обращать внимание на компенсацию тепловых удлинений трубопроводов, так как все нагревательные приборы являются неподвижными опорами. Выпуск воздуха осуществляется из каждого прибора.

Двухтрубные горизонтальные системы применяются в зданиях особо большой протяженности и при больших тепловых нагрузках.

## 5.6. Гидравлический расчет систем водяного отопления

Системы отопления представляют собой разветвленную сеть трубопроводов. В задачу гидравлического расчета входит определение диаметров трубопроводов при заданной тепловой нагрузке и потерь давления в различных участках системы. Увязка давлений в отдельных частях системы представляет сложную задачу вследствие большого числа ответвлений и решается методом подбора. Значительно упрощается решение этой задачи с применением ЭВМ. Эта методика, основанная на общем методе гидравлического расчета, рассматривается в курсе «Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления».

В системах центрального отопления применяются металлические и неметаллические трубы. Из металлических труб применяют стальные водогазопроводные или электросварные трубы согласно ГОСТ 10704-76 и ГОСТ 3262-75 диаметром 10—70 мм. Соединение труб между собой может быть разборным и неразборным (резьбовым, болтовым или сварным).

Потеря давления $\Delta p$, Па, в трубопроводах на трение и местные сопротивления определяется по общей формуле

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho + \Sigma\zeta \frac{w^2}{2} \rho = Rl + Z, \qquad (5.1)$$

где $\lambda$ — коэффициент трения; $l$ — длина расчетного участка трубопровода, м; $d$ — внутренний диаметр трубопровода, м; $w$ — скорость воды, м/с; $\rho$ — плотность воды, кг/м$^3$; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений расчетного участка; $R$ — потери давления на трение, Па/м:

$$R = \frac{\lambda}{d} \frac{w^2}{2} \rho; \qquad (5.2)$$

$Z$ — потеря давления на местное сопротивление, Па:

$$Z = \Sigma\zeta \frac{w^2}{2} \rho. \qquad (5.3)$$

Скорость движения теплоносителя в водяных системах отопления допускается до 1—1,5 м/с в жилых и общественных зданиях и до 3 м/с в производственных помещениях.

Для определения $R$ и $Z$ составлены расчетные таблицы и номограммы в соответствии с формулами (5.2) и (5.3).

Суммарные потери давления должны быть меньше расчетного циркуляционного давления, устанавливаемого для данной системы. Под расчетным циркуляционным давлением понимается давление, необходимое для поддержания принятого гидравлического режима системы отопления. Это то давление, которое в расчетных условиях может быть израсходовано на преодоление гидравлических сопротивлений в системе. На преодоление сопротивлений, не учтенных гидравлическим расчетом, рекомендуется предусматривать запас давления в размере 10%, т. е. необходимо иметь

$$Rl + Z = 0{,}9\Delta p_{р}. \quad (5.4)$$

Расчетное циркуляционное давление $\Delta p_{р}$ определяется по формуле

$$\Delta p_{р} = \Delta p_{н} + a\Delta p_{е} = \Delta p_{н} + a\,(\Delta p_{е.пр} + \Delta p_{е.тр}), \quad (5.5)$$

где $\Delta p_{н}$ — давление, создаваемое насосом, или перепад давления в системе, создаваемый элеватором; $\Delta p_{е\,пр}$ — естественное циркуляционное давление, возникающее за счет разности плотностей обратной и горячей воды в нагревательных приборах; $\Delta p_{е.тр}$ — давление, возникающее в результате охлаждения воды в трубопроводах; $a$ — коэффициент, учитывающий долю естественного давления в период расчетного гидравлического режима.

Для вертикальных однотрубных систем с искусственной циркуляцией в период, соответствующий расчетной для отопления температуре наружного воздуха, $a=1$ и расчетное циркуляционное давление

$$\Delta p_{р} = \Delta p_{н} + \Delta p_{е}. \quad (5.6)$$

Для других систем рекомендуется принимать $a=0{,}4$, т. е.

$$\Delta p_{р} = \Delta p_{н} + 0{,}4\Delta p_{е}. \quad (5.7)$$

Естественное давление не учитывается, если оно составляет менее 10% располагаемого давления.

Естественное циркуляционное давление определяется расчетом. На рис. 5.9, *а* показана расчетная схема отопления с естественной циркуляцией. В циркуляционном контуре *1-2-4-5-7* за счет охлаждения воды в нагревательном приборе будут различные температуры и соот-

ветственно различные плотности воды. Без учета охлаждения воды в трубопроводах температура воды будет изменяться только в котле *1* и нагревательном приборе *5*. Пусть температура горячей воды будет $t_г$ и обратной $t_о$. С достаточной степенью точности можно принять средние температуры в котле и приборе

$$t_{ср} = (t_г + t_о)/2$$

и средние плотности воды

$$\rho_{ср} = (\rho_г + \rho_о)/2, \qquad (5.8)$$

где $\rho_г$ и $\rho_о$ — плотности горячей и обратной воды.

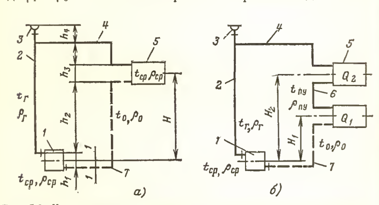



Рис. 5.9. К определению естественного циркуляционного давления в системах отопления.

*а* — двухтрубная система; *б* — однотрубная проточная система; *1* — водогрейный котел; *2* — главный стояк; *3* — выпуск воздуха; *4* — трубопровод горячей воды; *5* — нагревательный прибор; *6* — промежуточный участок; *7* — трубопровод обратной воды.

Для циркуляции воды необходима разность давлений в любом сечении трубопровода циркуляционного контура (например, *1-1*).

Давление слева в горячем стояке

$$p_л = gh_1 \rho_{ср} + g(h_2 + h_3 + h_4) \rho_г + p_б. \qquad (5.9)$$

Давление справа в стояке с нагревательным прибором

$$p_п = g(h_1 + h_2) \rho_о + gh_3 \rho_{ср} + gh_4 \rho_г + p_б, \qquad (5.10)$$

где $p_б$ — барометрическое давление в расширительном баке.

Разность давлений $p_п - p_л$ будет равна естественному циркуляционному давлению без учета охлаждения воды в трубопроводах:

$$\Delta p_{е.пр} = p_п - p_л = gH(\rho_о - \rho_г), \qquad (5.11)$$

где $H$ — расстояние между средними линиями котла и нагревательного прибора.

В верхних этажах $\Delta p_{е.пр}$ увеличивается за счет увеличения высоты расположения прибора, что может вызвать перегрев приборов верхних этажей. Поэтому на подводках к этим приборам необходимо создавать повышенное гидравлическое сопротивление.

В однотрубной системе отопления расчетная схема циркуляционного кольца включает все приборы данного стояка. Естественное циркуляционное давление $\Delta p_{е.пр}$ будет определяться как высотой расположения приборов, так и температурами в отдельных частях стояка. На рис. 5.9, *б* дана расчетная схема однотрубной проточной системы. Естественное циркуляционное давление для этой схемы по аналогии с предыдущим определяется по формуле

$$\Delta p_{е.пр} = gH_1(\rho_о - \rho_г) + g(H_2 - H_1)(\rho_{п.у} - \rho_г), \quad (5.12)$$

где $\rho_{п.у}$ — средняя плотность воды в промежуточном участке стояка при температуре $t_{п.у}$ воды в этом участке.

Температура

$$t_{п.у} = t_г - \Delta t_{пр} = t_г - \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2}(t_г - t_с), \qquad (5.13)$$

где $\Delta t_{пр}$ — перепад температур в первом по направлению движения воды приборе; $Q_1$ и $Q_2$ — тепловые нагрузки приборов.

В общем виде температура $t_i$ для любого промежуточного участка одного и того же стояка, состоящего из $N$ приборов,

$$t_i = t_г - \frac{\sum_i^N Q_i}{\sum_1^N Q_i}, \qquad (5.14)$$

где $\sum_i^N Q_i$ — суммарная тепловая нагрузка приборов, расположенных выше $i$-го участка.

Дополнительное естественное давление от охлаждения в трубопроводах $\Delta p_{е.тр}$ в системах с нижней разводкой не учитывается, так как уменьшение давления за счет охлаждения в горячих стояках компенсируется увеличением давления за счет охлаждения воды в обратных стояках.

Порядок гидравлического расчета системы отопления состоит в следующем.

1. Гидравлический расчет производится после определения тепловых нагрузок и выбора системы отопления. Составляется расчетная схема системы. На схеме наносятся длины участков, тепловая нагрузка (или расходы воды), отмечаются местные сопротивления. Все стояки и участки нумеруются.

2. Выбирается наиболее неблагоприятный циркуляционный контур — циркуляционное кольцо. Для тупиковых систем — это кольцо через наиболее удаленный и наиболее нагруженный стояк, для систем с попутным движением воды — кольцо через наиболее нагруженный стояк. Для двухтрубных систем число циркуляционных колец равно числу нагревательных приборов. В однотрубных системах число колец равно числу стояков.

3. Расход воды в приборах $G_{пр}$ определяется по тепловым нагрузкам приборов.

Для двухтрубных систем

$$G_{пр} = \frac{Q_{пр}}{c_{в}(t_{г} - t_{о})}. \qquad (5.15)$$

Для однотрубных проточных стояков расход воды в приборах одного стояка

$$G_{пр} = G_{ст} = \frac{\Sigma Q_{пр}}{c_{в}(t_{г} - t_{о})}, \qquad (5.16)$$

где $\Sigma Q_{пр}$ — суммарная тепловая нагрузка стояка.

Для однотрубной системы с замыкающими участками расход воды в приборах определяется с учетом коэффициента затекания воды в приборы

$$\alpha = G_{пр}/G_{ст}, \qquad (5.17)$$

где $G_{пр}$ — расход воды в приборе; $G_{ст}$ — расход воды в стояке.

Коэффициент $\alpha$ определяется по графикам, составленным на основании исследований, и зависит от схемы присоединения приборов и гидравлических сопротивлений в подводках к приборам.

4. Диаметры трубопроводов выбираются на основании предварительного расчета или задаются на основании выполненных схем.

Для предварительного выбора диаметра оценивается среднее значение удельного падения давления по циркуляционному кольцу

$$R_{\text{ср}} = \frac{(1-\mu)\,\Delta p_{\text{р}}}{\Sigma l}, \qquad (5.18)$$

где $\mu$ — коэффициент, учитывающий потери на местные сопротивления; $\mu=0{,}35$ — для систем с естественной циркуляцией, $\mu=0{,}5$ — для систем с искусственной циркуляцией; $\Sigma l$ — общая длина расчетного циркуляционного кольца.

По $R_{\text{ср}}$, расходу, расчетным таблицам или номограммам определяются стандартные диаметры труб.

5. Для найденных диаметров определяются значения $Rl$ и $Z$ (при известных расходах воды, длинах и коэффициентах местных сопротивлений в участках) и потеря давления по всему циркуляционному кольцу. Суммарная потеря сравнивается с расчетным циркуляционным давлением $\Delta p_{\text{р}}$ и, как указано выше, не должна превышать 90% от $\Delta p_{\text{р}}$.

6. Аналогично рассчитываются другие кольца системы и производится увязка давлений в параллельно соединенных участках и кольцах. Невязка давлений в узлах допускается 15% при ручном расчете и 5% при расчете на ЭВМ.

# ГЛАВА ШЕСТАЯ
# ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

## 6.1. Системы парового отопления

Системы парового отопления находят применение во вспомогательных помещениях, в производственных помещениях некоторых промышленных предприятий и бытовых помещениях при непродолжительном пребывании людей. Способность систем к быстрому прогреву помещений позволяет использовать их также в помещениях с периодическим пребыванием людей. Целесообразным может быть устройство системы парового отопления в том случае, если в здании имеется пар для других целей.

При паровом отоплении теплота фазового перехода передается нагревательному прибору и от прибора воздуху помещения. Образующийся конденсат удаляется из приборов и направляется снова в котел.

В зависимости от давления пара системы делятся на системы низкого и высокого давлений и вакуум-паровые системы. В системах низкого давления давление пара составляет 0,105—0,17, в системах высокого давления 0,17—0,47 МПа, в вакуум-паровых системах — менее 0,1 МПа. Максимальное давление пара ограничивается допустимой температурой нагревательных приборов, которая не должна быть выше 150° С.

По способу возврата конденсата системы делятся на замкнутые и разомкнутые. В замкнутых системах конденсат самотеком стекает в котел. В разомкнутых системах конденсат поступает сначала в конденсатный бак, а затем перекачивается насосом в котел.

В зависимости от прокладки паро- и конденсатопроводов системы выполняются с верхней и нижней разводкой. При верхней разводке паропровод располагается выше, а конденсатопровод — ниже нагревательных приборов. При нижней разводке оба теплопровода лежат ниже приборов.

Конденсатопроводы паровых систем подразделяются на сухие, когда конденсат течет по трубопроводу неполным сечением, и мокрые, когда все сечение конденсатопровода заполнено конденсатом.

На рис. 6.1, *а* приведена тупиковая, замкнутая двухтрубная система парового отопления низкого давления с верхней разводкой. Пар из котла *1* или из паропровода внешних тепловых сетей за счет разности давлений поступает по главному стояку *2* и паровым стоякам *3* к нагревательным приборам *4*. На ответвлениях к нагревательным приборам устанавливаются паровые вентили *5*. Конденсат после приборов уходит по конденсатному стояку *6* в общий конденсатопровод *8* и направляется в котел или конденсатопровод внешней тепловой сети. В данной схеме для самотечного возвращения конденсата необходимо, чтобы столб конденсата уравновешивал давление пара в котле. Например, при давлении пара 0,2 кПа высота $h$ должна быть не менее 2 м. Воздух из системы при сухом конденсатопроводе отводится через воздушную трубку *9* без запорной аппаратуры. Присое-

динение воздушной трубки к конденсатопроводу должно быть выше возможного уровня конденсата на 250 мм.

На рис. 6.1, *б* дана система с нижней разводкой. В этой системе необходима установка гидравлического

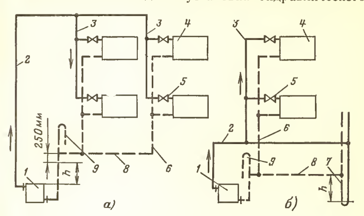



Рис. 6.1. Схемы паровой системы отопления.

затвора *7* во избежание попадания пара в конденсатопровод. Высота затвора должна компенсировать разность давлений в паро- и конденсатопроводах. Уклоны паропроводов равны 0,002 в сторону движения пара для свободного стекания конденсата.

Разомкнутые системы парового отопления (рис. 6.2) применяются при давлении более 0,13 МПа. Во избежание проскоков пара через конденсатопровод в системе должен быть установлен конденсатоотводчик или гидравлический затвор. Выпуск воздуха осуществляется через конденсатный бак.

Паровые однотрубные вертикальные системы парового отопления в СССР не получили распространения.

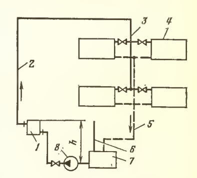



Рис. 6.2. Схемы паровой разомкнутой системы отопления.

*1* — котел; *2* — паропровод; *3* — паровой стояк; *4* — нагревательные приборы; *5* — конденсатопроводы; *6* — воздушная трубка; *7* — конденсатный бак; *8* — конденсатный насос.

В системах происходит совместное движение (или встречное движение при нижней разводке) пара и конденсата, что вызывает гидравлические удары и шум.

Для протяженных в плане зданий в 1—2 этажа, в которых не требуется индивидуальное регулирование приборов, применяются горизонтальные системы. В этих системах отсутствует встречное движение пара и конденсата.

Системы парового отопления по сравнению с водяным имеют некоторые преимущества, к которым относятся: меньшие капитальные затраты на создание системы, меньший расход металла; возможность быстрого нагрева помещения и быстрого отключения; меньшие гидравлические сопротивления. Однако паровые системы обладают рядом существенных недостатков, из которых основными являются: невозможность центрального регулирования, высокие температуры нагревательных приборов, быстрая коррозия труб, особенно конденсатопроводов, повышенные тепловые потери, шум в паропроводах и нарушение плотности вследствие температурных деформаций. Эти недостатки ограничивают применение паровых систем отопления.

## 6.2. Гидравлический расчет систем парового отопления

Гидравлический расчет систем парового отопления предусматривает отдельные расчеты паропроводов и конденсатопроводов, а не расчет общего кольца, как в системах водяного отопления.

Расчетное избыточное давление $p_р$ в паровых системах низкого давления принимается в зависимости от общей длины паропровода. Рекомендуются следующие значения $p_р$:

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| $p_р$, МПа . . . | 0,005 | 0,005—0,01 | 0,01—0,02 | 0,02—0,03 |
| $l$, м . . . . . | До 50 | 50—100 | 100—200 | 200—300 |

Давление перед нагревательным прибором принимается равным 0,1013—0,102 МПа, скорость движения пара при попутном движении пара и конденсата — до 30 м/с, при встречном движении — до 20 м/с. В системах высокого давления скорости пара равны соответственно

80 и 60 м/с. Потеря давления на трение принимается в размере 65% общей потери давления.

Расчет паропроводов аналогичен расчету трубопроводов водяной системы. Для предварительного определения диаметра средняя удельная потеря давления в системе

$$R_{ср} = \frac{0,65\,(p_н - p_к)}{\Sigma l}\,, \qquad (6.1)$$

где $p_н$ и $p_к$ — давление в начале паропровода и в конце паропровода перед нагревательным прибором; $\Sigma l$ — длина участков расчетной ветви.

Аналогично расчету водяного отопления по $R_{ср}$ и тепловой нагрузке по расчетным номограммам и таблицам определяются диаметры участков, а после выбора стандартных диаметров определяются значения $Rl$ и $Z$. Допускаемый запас давления на преодоление неучтенных гидравлических сопротивлений составляет 10% расчетных потерь давления. Невязки давлений в параллельных участках при расчете паропроводов не должны превышать 25%, конденсатопроводов — 15%.

При гидравлическом расчете трубопроводов высокого давления расчет выполняется не по средней плотности пара для всего паропровода, как в системах низкого давления, а по плотности в каждом участке. Действительная потеря давления и скорость пара определяются по формулам

$$R = R_{усл}/\rho; \qquad (6.2)$$

$$w = w_{усл}/\rho, \qquad (6.3)$$

где $R_{усл}$, $w_{усл}$ — величины, полученные по таблицам и номограммам, составленным при $\rho = 1$ кг/м³; $\rho$ — плотность пара на данном участке.

Гидравлический расчет конденсатопроводов заключается в подборе диаметров труб по расчетным таблицам. Диаметры конденсатопроводов выбираются в зависимости от тепловых нагрузок, давления и типа конденсатопровода (сухой или мокрый) [18].

## ГЛАВА СЕДЬМАЯ
# ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

### 7.1. Схемы воздушного отопления

В системах воздушного отопления воздух нагревается за счет первичного теплоносителя — пара, горячей воды или газов в генераторе теплоты (калорифере) до заданной температуры и подается в отапливаемое помещение. Подаваемый воздух с температурой $t_п$, превышающей температуру воздуха помещения, отдает теплоту, необходимую для компенсации тепловых потерь.

Преимуществами воздушного отопления являются: снижение первоначальных затрат за счет сокращения расходов на нагревательные приборы и повышенные санитарно-гигиенические показатели (высокая равномерность распределения температур по помещению, возможность создания благоприятной подвижности воздуха и возможность подачи очищенного и увлажненного воздуха). Кроме того, воздушное отопление возможно совместить с системами вентиляции и кондиционирования воздуха, что обеспечивает их применение в различного типа зданиях.

Недостатками системы являются: значительные размеры воздуховодов вследствие малой плотности и малой теплоемкости воздуха, относительно большие тепловые потери при воздуховодах большой протяженности, малый радиус действия.

Системы воздушного отопления классифицируются по нескольким признакам.

По причине движения воздуха воздушное отопление, как и водяное, может быть с естественной циркуляцией и с механическим побуждением за счет вентилятора.

По месту приготовления воздуха системы делятся на местные (децентрализованные) и центральные. В местной системе (рис. 7.1) нагревание и подача воздуха производятся непосредственно в отапливаемом помещении с помощью отопительных и вентиляционно-отопительных агрегатов. Местное воздушное отопление применяется в том случае, если отсутствует система приточной вентиляции или объем приточного воздуха незначителен. Оно применяется также в нерабочее время, если для

отопления нецелесообразно использовать имеющуюся систему вентиляции.

В центральной системе (рис. 7.2) воздух нагревается в воздухонагревательной установке *1* и каналами *2* подается в одно или несколько помещений.

По качеству подаваемого воздуха системы делятся на три типа: п р я м о т о ч н ы е, с п о л н о й р е ц и р-

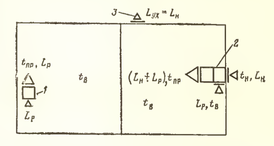


Рис. 7.1. Схема местной системы воздушного отопления.
*1* — отопительный агрегат; *2* — отопительно-вентиляционный агрегат; *3* — удаление воздуха.

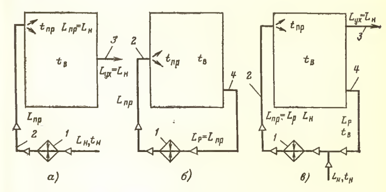


Рис. 7.2. Схемы центральных систем воздушного отопления.

к у л я ц и е й и с ч а с т и ч н о й р е ц и р к у л я ц и е й.

В прямоточных системах (рис. 7.2, *а*) нагревается и подается только наружный воздух. В том же количестве воздух помещения удаляется по каналу *3*.

В системах с полной рециркуляцией (рис. 7.2, *б*) нагревается и подается только воздух, забираемый из помещения, — рециркуляционный воздух *4*.

В системах с частичной рециркуляцией (рис. 7.2, *в*) нагревается и подается в помещение смесь наружного и рециркуляционного воздуха, причем часть воздуха помещения в количестве, равном количеству наружного воздуха, удаляется из помещения.

Системы с рециркуляцией применяются при условии, что в воздухе помещения не содержится вредных веществ 1-го, 2-го и 3-го классов опасности. При наличии вредных веществ применяются прямоточные системы с полной сменой воздуха.

Рекомендуется совмещать системы воздушного отопления с вентиляцией, если вентиляция работает две или три смены. При остановке технологического оборудования предусматривается дежурное отопление, работающее при полной рециркуляции.

Воздух от отопительных агрегатов местных систем поступает в помещение без каналов — сосредоточенно. В центральных системах подача воздуха может осуществляться как сосредоточенной, так и распределяться по помещению с помощью каналов-воздуховодов.

Отопление с сосредоточенной подачей воздуха получило широкое применение в больших производственных помещениях. Исследованиями установлено, что при этом способе возможно достижение равномерного распределения температур в помещении, а отсутствие каналов делает систему экономически выгодной. Выпуск воздуха при сосредоточеной подаче осуществляется компактными или веерными струями (см. § 11.3) через регулирующие решетки, устанавливаемые в воздуховыпускном отверстии на высоте $h_п$ от пола. При высоте помещения $H_п<8$ м $h_п=0{,}85\ H_п$, при $H_п>8$ м $h_п=(0{,}35\div0{,}65)\ H_п$. Скорость выходящего воздуха определяется расчетом с таким условием, чтобы в рабочей зоне устанавливалась допустимая подвижность воздуха 0,25—0,7 м/с, и составляет обычно 3—6 м/с.

Число струй при сосредоточенной подаче или число отопительных агрегатов определяется размерами помещения и допускаемым расстоянием $B$ между струями в плане. Величина $B$ не должна превышать трех высот помещения, т. е. $B\leqslant3H_п$. Длина $l$ участка, обслуживаемого струей, зависит от дальнобойности струи и принимается не более $m\sqrt{F_п}$, где $m$ — скоростной коэффициент воздухораспределительного устройства, принимаемый по опытным данным [19]; $F_п$ — площадь поперечного сече-

ния помещения, приходящегося на одну струю. При большой длине помещения, когда $l_п > l$, необходимо устанавливать несколько рядов воздухораздачи (рис. 7.3.).

Отопительные и отопительно-вентиляционные агрегаты (рис. 7.4) состоят из стандартных элементов: калори-

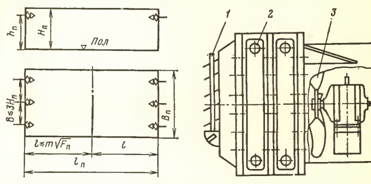



Рис. 7.3. Схема размещения воздухораспределителей при сосредоточенной подаче воздуха.

Рис. 7.4. Отопительный агрегат.

фера *2*, вентилятора *3* и регулирующих лопаток *1*. Агрегаты компактны, могут обладать большой тепловой мощностью. Недостатком агрегата является шум от вентиляторов.

## 7.2. Основы расчета воздушного отопления

Количество воздуха $G$, необходимого для системы воздушного отопления, кг/с:

$$G = \frac{Q}{c\,(t_п - t_в)}, \qquad (7.1)$$

где $Q$ — тепловая нагрузка системы отопления, кВт; $c = 1{,}005$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воздуха; $t_п$ — температура воздуха, подаваемого в помещение (приточного воздуха), К (°С); $t_в$ — температура воздуха в помещении, К (°С).

Величина $G$ определяет сечение воздуховодов и расход электроэнергии на отопительно-вентиляционную установку. Для уменьшения расхода воздуха необходимо, чтобы $t_п$ была по возможности высокой.

При подаче воздуха в пределах рабочей зоны допускается $t_п$ до 45° С, но не ниже +5° С. При подаче возду-

ха на любой высоте $t_п$ определяется расчетом с условием, что в рабочей зоне обеспечивается заданная температура воздуха.

Расход теплоты на нагрев воздуха зависит от типа системы:

при прямоточной системе

$$Q_п = Gc\,(t_п - t_н); \qquad (7.2)$$

при полной рециркуляции

$$Q_п = Gc\,(t_п - t_в); \qquad (7.3)$$

при частичной рециркуляции

$$Q_п = G_н\,c\,(t_п - t_н) + G_р\,c\,(t_п - t_в), \qquad (7.4)$$

где $G_н$ и $G_р$ — массы наружного и рециркуляционного воздуха.

Температура приточного воздуха при известных $Q$ и $G$ определяется по формуле

$$t_п = t_в + \frac{Q}{cG}. \qquad (7.5)$$

Поверхности нагрева калориферов систем воздушного отопления определяются по формуле

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \qquad (7.6)$$

где $k$ — коэффициент теплопередачи калорифера; $\Delta t$ — расчетная разность температур:

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_1 + t_п}{2}; \qquad (7.7)$$

$\tau_1$ и $\tau_2$ — температуры греющего теплоносителя на входе и выходе из калорифера; $t_1$ — температура воздуха при входе в калорифер (в прямоточной системе $t_1$ равна температуре наружного воздуха $t_н$, в рециркуляционной системе $t_1$ равна температуре воздуха помещения $t_в$, в системах с частичной рециркуляцией $t_1$ равна температуре смеси наружного и рециркуляционного воздуха).

## ГЛАВА ВОСЬМАЯ

## ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Панельно-лучистое отопление представляет собой отопление плоскими нагретыми поверхностями — панелями, устанавливаемыми в помещении. Отопительная панель выполняется в виде бетонной

плиты, в которую заложены трубы для прохода теплоносителя. В качестве теплоносителя используется преимущественно горячая вода. Применение пара нежелательно вследствие большой опасности коррозии труб. Отопительными панелями могут быть также элементы ограждений помещения: стены, полы, потолки. Панели имеют развитую поверхность нагрева, но невысокую температуру (30—50° С).

В отличие от конвективного способа отопления, при котором радиационная температура $t_R$, как правило, ниже температуры воздуха помещения $t_в$, при лучистом отоплении $t_R > t_в$, так как температура нагретых поверхностей в помещении выше температуры воздуха. При таком соотношении $t_в$ и $t_R$ доля отдачи теплоты человеком за счет лучеиспускания уменьшается и, следовательно, комфортные условия могут быть достигнуты при более низкой температуре воздуха помещения.

При наличии нагретых панелей может возникнуть опасность повышенного теплового облучения, поэтому санитарными правилами ограничиваются значения температур поверхностей потолочных и стеновых панелей.

В соответствии с § 3.1,

$$\tau_{нагр} \leqslant 19,2 + \frac{8,7}{\varphi_{ч-п}}.$$

Коэффициент облучения с человека на панель определяется по формуле

$$\varphi_{ч-п} = 1 - 0,8\,(y/l_п), \qquad (8.1)$$

где $y$ — расстояние от головы человека до потолочной панели (для стеновой панели принимается $y = 1$ м); $l_п$ — размер отопительной панели (осредненный);

$$l_п = F_п^{0,5}; \qquad (8.2)$$

$F_п$ — площадь панели.

По месту размещения панелей системы называются стеновыми, напольными и потолочными. Хорошие результаты дают потолочные панели. При них наблюдается равномерное нагревание поверхностей и почти отсутствует повышение температуры по высоте помещения. Потолочные панели передают лучеиспусканием до 70—75% теплоты, в то время как вертикальные 30—60%.

Температура обогреваемых поверхностей при различном положении панелей не должна превышать следующих значений: для напольных панелей 26° С; для потолочных при высоте помещения $H = 2,5 \div 2,9$ м 28° С, при $H = 2,9 \div 3,0$ м 30° С, при $H = 3,1 \div 3,4$ м 33° С; для перегородок и стен на высоте 1 м от пола 35° С, выше 1 м 45 °С. Отсюда видно, что температура стеновых панелей допускается более высокой, чем потолочных, вследствие чего поверхность нагрева стеновых панелей меньше потолочных. Кроме того, монтаж панелей в стенах и перегородках проще потолочных. Эти факторы обусловливают более широкое применение стеновых панелей.

По конструктивному исполнению различают два типа панелей: с о в м е щ е н н ы е (рис. 8.1), когда панели представляют одно целое с ограждениями, и п р и с т а в н ы е (рис. 8.2), когда бетонные панели с заложенными в них трубами изготавливаются отдельно и устанавливаются рядом с ограждениями или в выемках ограждений.

При расположении панелей в наружных стенах необходимо принимать меры, чтобы теплоотдача панелей наружному воздуху не превышала теплоотдачи без панелей, т. е. следует применять тепловую изоляцию.

Панельно-лучистое отопление имеет ряд преимуществ по сравнению с другими системами отопления. При панельно-лучистом отоплении комфортные условия достигаются при более низкой температуре воздуха в помещении. На гладких поверхностях панелей

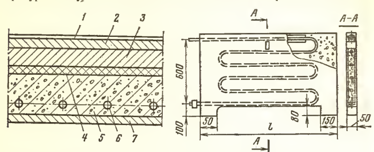



Рис. 8.1. Совмещенная отопительная панель.

*1* — линолеум; *2* — цементная стяжка; *3* — пенобетон; *4* — тепловая изоляция; *5* — железобетон; *6* — греющие стальные трубы; *7* — штукатурка.

Рис. 8.2. Приставная панель.

происходит меньше отложения пыли, очистка от пыли не представляет затруднений, при невысоких температурах поверхностей панелей пыль не разлагается. Совмещение отопления со строительными конструкциями экономит площадь помещений, не приводит к загромождению ее отопительными приборами, улучшает интерьер помещения, повышает индустриальность монтажа. Применение панельно-лучистого отопления ведет к экономии металла.

Недостатками панельно-лучистого отопления являются: облучение материалов, оборудования, мебели и других предметов в помещении, что может понизить срок их службы; большая тепловая инерция; опасность засорения и коррозия труб и трудность их ремонта.

## ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

## НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

### 9.1. Требования, предъявляемые к нагревательным приборам

Нагревательные приборы являются основным элементом системы отопления, их назначение — передать теплоту от теплоносителя к воздуху помещений.

Исходя из задач отопительных систем нагревательные приборы должны удовлетворять теплотехническим, санитарно-гигиеническим, экономическим, архитектурно-строительным и монтажным требованиям.

*Теплотехнические требования* заключаются в том, чтобы нагревательные приборы наиболее интенсивно передавали теплоту от теплоносителя к воздуху помещения, т. е. имели бы высокий коэффициент теплопередачи $k$, который для современных приборов должен быть равен 9—10 Вт/(м²·К).

*Санитарно-гигиенические требования* сводятся к ограничению температуры наружной поверхности прибора. При температурах поверхности более 80° С происходит интенсивная возгонка органической пыли, оседающей на приборах. Кроме того, нагревательные приборы должны иметь гладкую поверхность и удобную форму для очистки их от пыли.

*Технико-экономические требования* заключаются в достижении минимального расхода металла и минимальной стоимости прибора, приходящейся на единицу передаваемой теплоты.

*Архитектурно-строительные требования* определяются компактностью приборов, меньшей площадью, занимаемой ими в помещении, эстетическим видом. Выполнение архитектурно-строительных требований должно согласовываться с выполнением теплотехнических и санитарно-гигиенических требований.

*Монтажные требования* заключаются в повышении производительности труда при изготовлении и монтаже приборов. Приборы должны быть прочными и удобными для транспортировки, элементы приборов должны быть унифицированы.

Для помещений различных назначений отдельные требования могут удовлетворяться в большей или меньшей степени. Например, для лечебных учреждений в первую очередь должны быть выполнены санитарно-гигиенические требования за счет некоторого снижения других показателей.

Показателем теплотехнической и технико-экономической оценки приборов служит тепловое напряжение металла, Вт/(кг·К):

$$\Theta = Q_{пр}/(G_{м}\,\Delta t), \qquad (9.1)$$

где $Q_{пр}$ — количество теплоты, передаваемой прибором

(тепловая нагрузка прибора), Вт; $G_м$ — масса металла прибора, кг; $\Delta t$ — разность температур поверхности прибора и окружающего воздуха, К (°С).

Современные приборы имеют $\Theta = 0{,}5 \div 0{,}7$ Вт/(кг·К).

## 9.2. Виды нагревательных приборов

Нагревательные приборы делятся на несколько групп. По материалу, из которого изготовляются приборы, различают металлические (чугунные, стальные), неметаллические (керамические, бетонные и др.) и комбинированные приборы. По характеру поверхности приборы могут быть с гладкой и ребристой поверхностью. По конструктивному признаку, определяющему способ передачи теплоты, различают радиаторы, конвекторы, панели, приборы из гладких и ребристых труб (регистры и змеевики), калориферы.

Радиаторы — это приборы конвективно-радиационного действия. Чугунные радиаторы изготовляются методом отливки, стальные — штамповкой с последующей сваркой отдельных частей. Радиаторы изготовляются секционными и блочными. Секционные радиаторы собираются из отдельных секций, блочные — из блоков, состоящих из нескольких секций.

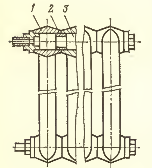


Рис. 9.1. Блок чугунного радиатора.

На рис. 9.1 показан блок чугунного радиатора. Секция 1 блока имеет замкнутый контур циркуляции, состоящий из двух вертикальных каналов с ребрами. В верхней и нижней частях секции имеются горизонтальные каналы *3* с резьбой. Секции и блоки соединяются между собой посредством ниппелей *2*, имеющих наружную правую и левую резьбу. Для уплотнения мест соединения между секциями ставят прокладки из термостойкой резины, прокладочного картона (при $t < 100$° С) или паронита (при паре и воде с $t > 100$° С).

Наибольшее распространение в настоящее время получили чугунные радиаторы М-140-АО. Радиаторы используются при давлении до 0,6 МПа. Стойкость против коррозии, компактность, относительно высокий коэффициент теплопередачи [9,1—10,6 Вт/(м²·К)] способствуют их широкому применению. Однако радиаторы имеют недостатки: они металлоемки, очистка их затруднена.

Стальные радиаторы выпускаются в виде панелей и состоят из двух штампованных стальных листов толщиной 1,5 мм, сваренных по периметру, в результате чего между листами образуются два коллектора и каналы. Масса металла и стоимость стальных панелей меньше, чем чугунных радиаторов. Панели могут быть хорошо оформлены, легко очищаются. Однако для их изготовления требуется высокостойкая к коррозии сталь, что ограничивает их применение.

Приборы из гладких труб собираются из нескольких горизонтально расположенных труб (регистров), соединенных кол-

лекторами для подвода и отвода теплоносителя. Приборы из гладких труб легко очищаются от пыли, просты в изготовлении. Однако эти приборы громоздки, металлоемки, неудобны для размещения, вследствие чего применение их разрешается только при соответствующем обосновании.

Ребристые чугунные трубы компактны, температура ребер обычно невысока, они просты в монтаже и имеют невысокую стоимость. Но очистка их от пыли затруднена, ребра имеют малую прочность. Весь прибор имеет неудовлетворительный внешний вид. Коэффициент их теплопередачи равен 4,7—5,8 Вт/(м²·К). Ребристые трубы могут применяться в малозапыленных производственных и во вспомогательных помещениях с периодическим пребыванием людей.

Конвекторы (рис. 9.2) — это приборы конвективного типа, состоящие из нагревателя *1*, кожуха *2* и регулирующего клапана *3*.

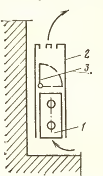



Рис. 9.2. Схема конвектора.

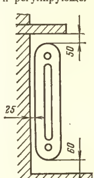



Рис. 9.3. Установка нагревательного прибора.

Кожух придает прибору определенную форму и способствует созданию повышенных скоростей движения воздуха у поверхности нагрева. Нагревателями являются стальные ребристые трубы. Конвекторы обладают высокими экономическими показателями. Масса конвектора при одинаковой поверхности почти в 2 раза меньше, чем у стальных панелей, и в 4 раза меньше, чем у радиаторов. Конвекторы несложны в изготовлении, удобны в монтаже. Однако они обладают низкими теплотехническими показателями $k = 4{,}7 \div 6{,}5$ Вт/(м²·К).

Бетонные нагревательные приборы (см. рис. 8.1, 8.2) представляют змеевик или регистр из водогазопроводных труб диаметром 15 и 20 мм, заделанный в плоскую бетонную плиту толщиной 40—50 мм. Коэффициент теплопередачи бетонных панелей равен 7,5—11,5 Вт/(м²·К). Панели имеют также большое тепловое напряжение металла. Совмещенные со строительными конструкциями бетонные панели обладают высокими санитарно-гигиеническими и эстетическими показателями. Недостатком этих приборов является трудность обслуживания и ремонта панелей. Следует принять во

внимание трудность монтажа тяжелых приставных бетонных панелей.

Калориферы — приборы для нагревания воздуха (см. гл. 16).

Тип нагревательного прибора выбирается с учетом назначения помещения, вида и параметров теплоносителя, степени удовлетворения требований к приборам для конкретного случая. Некоторые характеристики приборов приведены в табл. 9.1. Нагревательные приборы размещаются у наружных стен под окнами или в специальных нишах, что приводит к увеличению температуры внутренних поверхностей нижней части стен и уменьшает радиационное охлаждение работающих. СНиП II-33-75 рекомендуют установку нагревательных приборов, показанную на рис. 9.3.

Таблица 9.1

**Характеристики нагревательных приборов**

| Тип прибора | Поверхность нагрева | | Размеры, мм | | | Емкость, дм³ | Масса, кг |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | м² | экм* | Высота | Ширина | Глубина | | |
| Радиатор чугунный М-140-АО (секция) | 0,299 | 0,35 | 582 | 96 | 140 | 1,42 | 8,23 |
| Радиатор стальной однорядный РСТ2-1-3 | 0,650 | 0,90 | 573 | 570 | 21 | 2,85 | 8,30 |
| Труба чугунная отопительная длиной 1 м | 2,000 | 1,38 | — | 1000 | 175 | 3,85 | 35,00 |
| Конвектор стальной с кожухом Н-14 | — | 2,55 | 315 | 1100 | 123 | — | 8,70 |
| Бетонная подоконная панель БТ-1 | 1,500 | — | 720 | 1400 | 50 | — | 114 |

* Эквивалентный квадратный метр.

В цехах с фонарями и в других высоких помещениях часть приборов устанавливается в верхней части помещения под фонарями и верхними световыми проемами для предотвращения конденсации влаги на ограждениях.

Приборы необходимо размещать таким образом, чтобы в отопительной системе было наименьшее число стояков, а ответвления к приборам имели наименьшую длину.

На рис. 9.4 приведены схемы присоединения приборов к стоякам систем отопления: одностороннее и двухстороннее. Односторонние присоединения применяются при числе секций радиатора не более 25 и при коротких подводках к приборам. При большом числе секций «на сцепке» соединение должно выполняться преимущественно так, чтобы движение теплоносителя было сверху вниз.

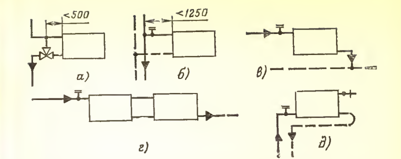



Рис. 9.4. Схемы присоединения нагревательных приборов.

*а* — в однотрубной системе; *б* — в двухтрубной системе; *в* — разностороннее присоединение при горизонтальной системе; *г* — соединение приборов «на сцепке»; *д* — присоединение приборов верхних этажей в системах с нижней разводкой.

### 9.3. Расчет поверхности нагрева приборов

Поверхность нагрева приборов, м²,

$$F_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}} \cdot 10^3}{k(t_{\text{ср}} - t_{\text{в}})} \beta, \qquad (9.2)$$

где $Q_{\text{пр}}$ — тепловая нагрузка прибора, кВт; $k$ — коэффициент теплопередачи прибора, Вт/(м²·К); $t_{\text{ср}}$ — средняя температура теплоносителя в приборе, К (°С); $t_{\text{в}}$ — температура воздуха помещения, К(°С); $\beta$ — коэффициент, зависящий от ряда факторов, влияющих на теплопередачу прибора и не учтенных коэффициентом теплопередачи $k$. К таким факторам относятся влияние охлаждения воды в трубах, способы установки приборов и способы подводки теплоносителя к нагревательному прибору, относительный расход воды через прибор, а также число секций в приборе.

Вследствие многообразия типов нагревательных приборов для сравнительной оценки технико-экономических показателей вводится условная единица поверхности нагрева прибора — эквивалентный квадратный метр.

Эквивалентным квадратным метром (экм) называется поверхность нагревательного прибора, через которую передается тепловой поток, равный 506 Вт, при температурах теплоносителя в системе отопления: $t_{\text{г}} = 95°$ С, $t_{\text{о}} = 70°$ С, т. е. при средней температуре воды в приборе $t_{\text{ср}} = 82{,}5°$ С. При температуре воздуха в помещении

$t_в = 18°$ C это соответствует разности температур $t_{ср} - t_в = 82{,}5 - 18 = 64{,}5°$ C.

При этих условиях расход воды в приборе на 1 экм, кг/с,

$$G_в = \frac{Q_{пр}}{c_в \Delta t_{пр}} = \frac{506 \cdot 10^{-3}}{4{,}19\,(95 - 70)} = 4{,}85 \cdot 10^{-3} \text{ (или 17,4 кг/ч)}$$

и коэффициент теплопередачи, Вт/(экм·К),

$$k_{пр} = \frac{Q_{пр}}{t_{ср} - t_в} = \frac{506}{82{,}5 - 18} = 7{,}84.$$

Поверхность нагрева, экм, определяется по формуле

$$F_э = (Q_{пр}/q_э)\,\beta_1, \tag{9.3}$$

где $q_э$ — тепловой поток прибора, Вт/экм; $\beta_1 = 1{,}0 \div 1{,}1$ — коэффициент, учитывающий охлаждение воды в двухтрубном стояке (при паровом и однотрубном водяном стояках $\beta_1 = 1{,}0$).

Тепловой поток прибора определяется по формуле, Вт/экм,

$$q_э = k_{пр}\,\Delta t, \tag{9.4}$$

где $k_{пр}$ — коэффициент теплопередачи прибора, Вт/(экм·К); $\Delta t$ — разность температур, К(°С).

При теплоносителе паре

$$\Delta t = t_{нас} - t_в,$$

где $t_{нас}$ — температура насыщенного пара; $t_в$ — температура воздуха помещения.

При теплоносителе воде

$$\Delta t = t_{ср} - t_в,$$

где $t_{ср}$ — средняя температура воды в приборе.

Коэффициент теплопередачи определяется по формулам:

при паре

$$k_{пр} = m\Delta t^n; \tag{9.5}$$

при воде

$$k_{пр} = m\Delta t^n\, G_{отн}, \tag{9.6}$$

где $m$, $n$, $p$ — опытные коэффициенты, значения которых зависят от типа прибора и схемы присоединения приборов к трубам; $G_{отн}$ — относительный расход воды в приборе.

Для радиаторов

$$G_{\text{отн}} = G_{\text{пр}}/(G_{\text{в}} F_{\text{р}}) = G_{\text{пр}}/\left(4{,}85 \cdot 10^{-3} F_{\text{р}}\right). \qquad (9.7)$$

Для остальных нагревательных приборов

$$G_{\text{отн}} = G_{\text{пр}}/G_{\text{исп}}, \qquad (9.8)$$

где $G_{\text{пр}}$ — действительный расход воды в приборе; $G_{\text{исп}}$ — расход воды при испытании (при определении $k_{\text{пр}}$); $F_{\text{р}}$ — расчетная поверхность нагрева прибора, экм:

$$F_{\text{р}} = F_{\text{э}} + F_{\text{тр}}, \qquad (9.9)$$

$F_{\text{тр}}$ — поверхность нагрева открыто расположенных труб, экм.

Число секций в приборе (радиаторе)

$$N = \frac{F_{\text{р}} \beta_2 - z}{f_{\text{э}} \beta_3}, \qquad (9.10)$$

где $f_{\text{э}}$ — поверхность нагрева одной секции, экм; $\beta_2$ — коэффициент, учитывающий способ установки прибора ($\beta_2 = 1{,}1$ — при установке радиатора в нише, $\beta_2 = 1{,}2$ — при установке за декоративной решеткой, $\beta_2 = 1$ — при открытой установке); $\beta_3$ — коэффициент, учитывающий число секций в радиаторе:

$$\beta_3 = 0{,}92 + (0{,}16/F_{\text{р}}). \qquad (9.11)$$

Допустимое (до 5%) уменьшение поверхности нагрева против расчетной:

$$z = 0{,}05 F_{\text{р}} \beta_3. \qquad (9.12)$$

Для других типов нагревательных приборов число приборов

$$N = F_{\text{р}}/f_{\text{э}}. \qquad (9.13)$$

**Пример.** Определить число секций чугунного радиатора, если тепловая нагрузка прибора $Q_{\text{пр}} = 1{,}2$ кВт, расчетные температуры теплоносителя (воды): $t_{\text{г}} = 95°$ C, $t_0 = 70°$ C. Прибор установлен в нише 2-го этажа 5-этажного здания. Система отопления двухтрубная. Расчетная температура воздуха внутри помещения $t_{\text{в}} = 20°$ C. Выбираем радиатор типа М-140-АО, присоединение приборов к трубам — одностороннее (см. рис. 9.4, *б*).

Масса воды, протекающей через радиатор,

$$G_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}}/(c_{\text{в}} \Delta t_{\text{пр}}), \qquad (9.14)$$

где $c_{\text{в}} = 4{,}187$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды; $\Delta t_{\text{пр}}$ — разность температур в приборе: $\Delta t_{\text{пр}} = 95-70 = 25°$ C.

Относительный расход воды в радиаторе по формуле (9.7)

$$G_{\text{отн}} = \frac{G_{\text{пр}}}{4{,}85 \cdot 10^{-3} F_{\text{р}}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{c_{\text{в}} \Delta t_{\text{пр}} \cdot 4{,}85 \cdot 10^{-3} F_{\text{р}}}.$$

Расчетиая поверхиость иагрева

$$F_p = Q_{пр}/q_1, \qquad (9.15)$$

где $q_1$ — тепловой поток прибора при $G_{отн}=1$ кг/экм, тогда

$$G_{отн} = \frac{q_1}{c_в \, \Delta t_{пр} \cdot 4,85 \cdot 10^{-3}} . \qquad (9.16)$$

Для радиаторов с присоединением по схеме № 1 [18]

$$q_1 = 2,08 \Delta t^{1,32} = 2,08 \cdot 62,5^{1,32} = 488,23 \text{ Вт/экм},$$

где $\Delta t_{пр} = (95+70)/2 - 20 = 62{,}5°$ С и $G_{отн} = \frac{488,23}{(4,187 \cdot 25 \cdot 4,85 \cdot 10^{-3})} =$
$= 0{,}966$.

Тепловой поток при $G_{отн} \neq 1$ [18]

$$q_э = q_1 \, G_{отн}^{p} = 488,23 \cdot 0,966^{0,03} = 488 \text{ Вт/экм}.$$

Принимаем скрытую прокладку труб, $F_{тр} = 0$. Поверхность иагрева прибора [по формуле (9.3)]

$$F_p = F_э = \frac{Q_{пр} \, \beta_1}{q_э} = \frac{1,2 \cdot 10^3}{488} \, 1 = 2,46 \text{ экм}.$$

Число секций в приборе по формуле (9.10)

$$N = \frac{F_p \, \beta_2 - z}{f_э \, \beta_3} .$$

Для радиатора М-140-АО $f_э = 0{,}35$ экм. Для установки прибора в иише $\beta_2 = 1{,}11$; $\beta_3$ определяется по формуле (9.11):

$$\beta_3 = 0,92 + (0,16/F_p), \quad \beta_3 = 0,92 + (0,16/2,46) = 0,99.$$

Значение $z = 0{,}05 \cdot 2{,}46 \cdot 0{,}99 = 0{,}122$, тогда число секций

$$N = \frac{2,46 \cdot 1,11 - 0,122}{0,35 \cdot 0,99} = 7,53.$$

Прииимаем к установке восемь секций.

**Часть третья**

# ПРОМЫШЛЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНОВ В ПОМЕЩЕНИИ

### 10.1. Вредные выделения в производственных помещениях

Технологические процессы промышленных предприятий сопровождаются выделением теплоты и влаги, а также различных веществ, ухудшающих состояние воздушной среды. Избыток теплоты, влаги, вредные пары, газы, пыль называются вредными выделениями. Борьба с вредными выделениями в помещения должна осуществляться главным образом путем герметизации технологического оборудования.

При проектировании систем вентиляции производственных помещений определяется количество выделяющейся теплоты и влаги, вредных паров, газов и пыли и составляются тепловлажностные и газовые балансы помещений.

Для поддержания заданных параметров воздушной среды в рабочем помещении необходимы подача свежего и удаление загрязненного воздуха. В зависимости от направления потоков воздуха в помещении вредные выделения переносятся в горизонтальном и вертикальном направлениях и распространяются по всему помещению. Поэтому воздухообмен необходимо организовать для всего помещения.

В том случае, если рабочие места фиксированы в помещении, расчетные параметры можно поддерживать только на рабочих местах (в рабочей зоне), подавая к ним свежий воздух.

Некоторые вредные пары и газы в смеси с воздухом образуют взрывоопасные смеси. Большие накопления некоторых видов пыли могут самовозгораться. Для таких

производств необходим воздухообмен, полностью исключающий создание взрывоопасных смесей.

### 10.2. Классификация систем вентиляции

Поддержание необходимых параметров воздушной среды в рабочих помещениях осуществляется различными системами воздухообмена или системами вентиляции. Системы вентиляции можно классифицировать по нескольким основным признакам.

По способу перемещения воздуха различают системы естественной и механической вентиляции. При естественной вентиляции воздух перемещается под действием гравитационного давления, возникающего за счет разности плотностей холодного и нагретого воздуха и под действием ветрового давления. Так как естественный напор обычно невелик, то естественный воздухообмен применяют при небольших гидравлических сопротивлениях системы. Поступление и удаление воздуха чаще всего организуются через проемы ограждающих конструкций зданий. Такая система называется аэрацией. К естественной вентиляции относится также неорганизованный воздухообмен проветриванием.

При механической вентиляции воздух перемещается под действием вентилятора. При сложной системе обработки и распределения воздуха гидравлические потери будут значительными и, следовательно, в этом случае может быть применена только механическая вентиляция. Возможно устройство и смешанной системы при одновременном действии механической и естественной вентиляции.

По способу подачи и удаления воздуха системы делятся на приточные, вытяжные, приточно-вытяжные и системы с рециркуляцией.

Приточная система — это система, при которой воздух подается в помещение после подготовки его в кондиционере или в приточной камере. В помещении при этом создается избыточное давление, за счет которого воздух уходит наружу через окна, двери или в другие помещения. Приточная система применяется для вентиляции помещений, в которые нежелательно попадание загрязненного воздуха из соседних помещений или холодного воздуха извне; система целесообразна также для вестибюлей, лестничных клеток, тамбуров.

Вытяжная система предназначена для удаления воздуха из помещения, при этом в помещении создается пониженное давление, и воздух соседних помещений или наружный воздух поступает в данное помещение. Вытяжную систему целесообразно применять в том случае, когда вредные выделения данного помещения не должны распространяться на соседние помещения, например для вредных цехов, химических и биологических лабораторий, санузлов, курительных комнат. В холодный период года неорганизованный приток наружного, в ряде случаев загрязненного, воздуха может вызвать охлаждение помещений. Для компенсации недостатка теплоты необходим монтаж системы отопления. Вытяжные системы применяются для помещений с кратковременным пребыванием людей или при небольших количествах вытяжного воздуха.

Приточно-вытяжные системы являются наиболее распространенными в промышленности, так как они более полно удовлетворяют условиям создания нормируемых параметров воздуха помещения.

Системы с рециркуляцией отработавшего воздуха — это системы, в которых к наружному воздуху подмешивается часть вытяжного воздуха. После термовлажностной обработки смесь поступает в вентилируемое помещение. Системы с рециркуляцией применяются для снижения расхода теплоты в холодный период года или для снижения расхода холода — в системах кондиционирования воздуха в теплый период года.

По способу обеспечения метеорологических факторов системы подразделяются на общеобменные, местные, смешанные и системы аварийной вентиляции.

Общеобменная система вентиляции предназначена для создания средних метеорологических условий во всем объеме рабочей зоны помещений. Она применяется в том случае, когда вредные выделения поступают непосредственно в воздух помещения и когда рабочие места располагаются по всему помещению — не фиксированы в определенных границах.

Вентиляционный воздух, поступающий в помещение, распределяется по возможности равномерно по всему помещению, поглощает вредные выделения и удаляется из помещения. Количество подаваемого и удаляемого воздуха рассчитывается из условий разбавления вредных выделений до допустимых концентраций. Недостатком

этого способа вентиляции является наличие разных параметров воздуха в помещении. В зонах подачи приточного воздуха условия воздушной среды будут лучше, чем в зонах удаления воздуха. Кроме того, для создания заданных условий часто требуются значительные расходы воздуха, что может вызвать затруднения при техническом решении и быть экономически нецелесообразным.

При значительных объемах помещений, уменьшении числа работающих в связи с дальнейшим развитием механизации и автоматизации производственных процессов, наличии фиксированных рабочих мест создаются условия для применения способов обеспечения метеорологических факторов непосредственно на рабочих местах или местных способов вентиляции — локализующей, местного душирования и др.

Система местной вытяжной (локализующей) вентиляции применяется для предотвращения распространения по всему помещению вредных выделений, образующихся на отдельных участках технологического процесса. При локализующей вентиляции устраиваются укрытия машин, аппаратов или участков технологического процесса, от которых осуществляется вытяжка воздуха.

К системам местной приточной вентиляции относится воздушное душирование. Воздушное душирование применяется при воздействии на работающего потока радиационной теплоты и в том случае, когда локализующая и общеобменная вентиляции не обеспечивают на рабочем месте заданных параметров воздушной среды. Воздушные души выполняются в форме направленных на рабочих воздушных потоков с определенными параметрами.

К системе местной приточной вентиляции относятся также воздушные завесы для защиты от прорыва холодного воздуха в помещения через различные проемы здания (ворота, двери и т. п.). Смешанная система вентиляции является сочетанием элементов местной и общеобменной систем. Локализующая система удаляет вредные вещества из кожухов и укрытий машин. Однако часть вредных веществ через неплотности укрытий прорывается в помещение; эта часть удаляется общеобменной вентиляцией.

Системы аварийной вытяжной вентиляции обязательны для производства, в которых возможен внезапный прорыв вредных паров и газов. Производительность аварийной вентиляции должна быть определена в техно-

логической части проекта. Если в технологической части отсутствуют расчет производительности или указания о необходимости воздухообмена аварийной вентиляции, то следует предусматривать производительность аварийной вентиляции, чтобы она совместно с основной вентиляцией обеспечивала в помещении не менее восьми воздухообменов в 1 ч, м³/с;

$$L_{\text{авар}} = \frac{n_{\text{авар}} V}{3600}, \qquad (10.1)$$

где $n_{\text{авар}}$ — кратность воздухообмена; $V$ — объем вентилируемого помещения, м³.

Система аварийной вентиляции должна включаться автоматически при достижении предельно допустимой концентрации вредных выделений или при останове одной из систем общеобменной или местной вентиляции.

### 10.3. Общая формула воздухообмена

При расчетах воздухообмена помещений определяется расход приточного воздуха, необходимого для поглощения избыточной теплоты, влаги, вредных веществ.

Воздухообмены называются по виду вредных выделений, для поглощения которых они определяются, например воздухообмен по избыткам явной теплоты, по влаговыделениям и т. д. Для определения необходимого воздухообмена систем общеобменной вентиляции составляют балансы воздуха и балансы вредных выделений.

Уравнение баланса воздуха в помещении имеет вид:

$$G_{\text{п}} + \sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}i} - G_{\text{ух}} - \sum_{j=1}^{m} G_{\text{ух}\,j} = 0, \qquad (10.2)$$

где $G_{\text{п}}$ — количество воздуха общеобменной приточной вентиляции; $G_{\text{ух}}$ — то же для вытяжной системы; $\sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}i}$ и $\sum_{j=1}^{m} G_{\text{ух}j}$ — расходы других приточных и вытяжных устройств от местных вытяжек, сушилок и т. п.

Баланс вредных выделений в помещении запишем так:

$$\Delta X + G_{\text{п}} x_{\text{п}} + \sum_{i=1}^{n} G_{\text{п}} x_i - G_{\text{ух}} x_{\text{ух}} - \sum_{j=1}^{m} G_{\text{ух}} x_j = 0, \qquad (10.3)$$

где $\Delta X$ — количество вредных выделений в помещение, полученных из тепловлажностного или газового балансов помещения; $x_{\text{п}}$, $x_{\text{ух}}$ — концентрации вредных выделений в воздухе общеобменной приточной и вытяжной вентиляции; $x_i$ и $x_j$ — концентрации вредных выделений в воздухе других приточных и вытяжных устройств.

Для общеобменной вентиляции уравнения балансов принима-

ют вид:

$$G_п - G_{ух} = 0; \qquad (10.4)$$

$$\Delta X + G_п x_п - G_{ух} x_{ух} = 0. \qquad (10.5)$$

При равенстве масс приточного и удаляемого воздуха необходимый расход вентиляционного воздуха

$$G = G_п = G_{ух} = \frac{\Delta X}{x_{ух} - x_п}. \qquad (10.6)$$

### 10.4. Расчет воздухообмена по борьбе с отдельными вредными выделениями

**Расчет воздухообмена по борьбе с теплоизбытками.** Баланс явной теплоты помещения при наличии теплоизбытков запишется в виде

$$\Delta Q_{изб.я} + Gct_п - Gct_{ух} = 0, \qquad (10.7)$$

где $\Delta Q_{изб.я}$ — избытки явной теплоты всего помещения, кВт; $c$ — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); $t_п$, $t_{ух}$ — температура приточного и уходящего воздуха, К (°С).

Тогда воздухообмен

$$G = \frac{\Delta Q_{изб.я}}{c\,(t_{ух} - t_п)}. \qquad (10.8)$$

При вытяжке воздуха из рабочей зоны $t_{ух} = t_в$. Разность температур в уравнении (10.8)

$$\Delta t_р = t_в - t_п,$$

где $\Delta t_р$ — рабочая разность температур.

Баланс полной теплоты в помещении запишется так:

$$\Delta Q_{изб} + GI_п - GI_{ух} = 0, \qquad (10.9)$$

где $\Delta Q_{изб}$ — избыточная полная теплота, кВт; $G$ — расход воздуха, кг/с; $I_п$, $I_{ух}$ — соответственно энтальпия приточного и уходящего воздуха, кДж/кг.

Из уравнения (10.9) расход воздуха на вентиляцию, кг/с,

$$G = \frac{\Delta Q_{изб}}{I_{ух} - I_п}. \qquad (10.10)$$

В большинстве случаев отработавший воздух удаляется из верхней зоны помещения с температурой более высокой, чем температура воздуха рабочей зоны. Для определения $t_{ух}$ можно пользоваться формулой (3.18):

$$t_{ух} = t_в + K\,(H - 2),$$

где $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха (рабочей зоны); $K=0,2\div1,5$ °С/м — коэффициент нарастания температуры воздуха по высоте помещения; $H$ — расстояние от пола до центра вытяжных отверстий, м.

Правильный выбор $\Delta t_р=t_в-t_п$ имеет большое значение как для расчета вентиляционного оборудования, так и для создания необходимых метеорологических условий в цехе. При больших $\Delta t_р$ уменьшается расход вентиляционного воздуха, снижаются расход электроэнергии и затраты на устройство и эксплуатацию системы.

Однако при значительных перепадах между температурами приточного воздуха и воздуха помещения будут неблагоприятные ощущения холодного дутья. При малых $\Delta t_р$ получим большие расходы воздуха, вследствие чего будет увеличение расходов на систему. Кроме того, может быть также повышение скоростей воздуха в помещении, что может оказывать неблагоприятное воздействие на человека.

При выборе $\Delta t_р$ необходимо так организовать распределение воздуха в помещении, чтобы перемешивание свежего воздуха с воздухом помещения и затухание приточных струй происходили вне рабочей зоны.

**Воздухообмен по борьбе с влаговыделениями.** Исходными данными к расчету являются: избыточная влага $G_{вл}$, кг/с, и влагосодержание уходящего $d_{ух}$ и приточного $d_п$ воздуха, г/кг сухого воздуха. Значение $G_{вл}$ принимается по балансу влаги (3.58).

Если в помещении другие вредные выделения отсутствуют, то воздухообмен определяется в соответствии с общим уравнением воздухообмена (10.6), кг/с:

$$G=\frac{G_{вл}}{d_{ух}-d_п}10^3. \qquad (10.11)$$

**Расчет воздухообмена при одновременном выделении теплоты и влаги.** В промышленности встречаются технологические процессы, при которых в помещение одновременно выделяются и теплота, и влага. Для общеобменной вентиляции по формуле (3.41) определяют значение избыточной явной теплоты $Q_{изб.я}$, а по формуле (3.58) — количество избыточной влаги $G_{вл}$.

Энтальпия и влагосодержание приточного воздуха будут увеличиваться соответственно на $\Delta I_{пом}$ и на $\Delta d_{пом}$. Следовательно, расход воздуха для поглощения теплоты

составит:

$$G = \Delta Q_{изб}/(I_{ух} - I_{п}) = \Delta Q_{изб}/\Delta I_{пом} \qquad (10.12)$$

и для поглощения влаги

$$G = \frac{G_{вл}}{d_{ух} - d_{п}} 1000 = \frac{G_{вл}}{\Delta d_{пом}} 1000. \qquad (10.13)$$

Приравнивая правые части, получаем:

$$\Delta Q_{изб}/G_{вл} = (\Delta I_{пом}/\Delta d_{пом}) \cdot 1000 = \varepsilon_{пом}. \qquad (10.14)$$

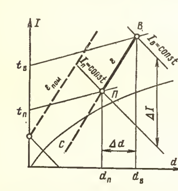


Рис. 10.1. К расчету воздухообмена при одновременном выделении теплоты и влаги.

Это соотношение соответствует на $I$, $d$-диаграмме лучу углового коэффициента $\varepsilon_{пом}$ (рис. 10.1).

Определение параметров приточного воздуха $t_{п}$, $d_{п}$ выполняется следующим образом. На $I$, $d$-диаграмму наносится точка $B$ с параметрами рабочей зоны. Из точки $B$ проводится луч $BC$, параллельный найденному значению $\varepsilon_{пом}$. После этого выбирается допустимая рабочая разность температур

$$\Delta t_{р} = t_{в} - t_{п}$$

и находится температура приточного воздуха

$$t_{п} = t_{в} - \Delta t_{р}.$$

На пересечении $\varepsilon_{пом} = \text{const}$ и $t_{п} = \text{const}$ находим точку $П$, которая определяет искомые параметры приточного воздуха: $t_{п}$, $d_{п}$, $I_{п}$.

Линия $ПB$ — процесс изменения параметров воздуха в помещении при одновременном выделении теплоты и влаги.

Воздухообмен при одновременном выделении теплоты и влаги может быть определен или по теплоизбыткам, или по влаговыделениям, т. е. по формулам (10.10), (10.11):

$$G = \Delta Q_{изб}/\Delta I_{пом} = (G_{вл}/\Delta d_{пом}) \cdot 1000. \qquad (10.15)$$

**Расчет воздухообмена по борьбе с вредными парами и газами.** Масса вредных веществ, выделяющихся в помещение, определяется по балансу вредных выделений помещений (10.3). Применяя общую формулу (10.6), получаем для этих условий значение $L$, м³/с:

$$L = \Psi \frac{G_{\text{в.в}}}{C_{\text{ПДК}} - C_{\text{п}}}, \qquad (10.16)$$

где $\Psi$ — коэффициент неравномерности распределения вредного вещества по помещению; $G_{\text{в.в}}$ — масса вредного вещества, выделившегося в помещение, мг/с; $C_{\text{п}}$, $C_{\text{ПДК}}$ — концентрация вредного газа и пара в приточном воздухе и предельно допустимая, мг/м³.

Начальная концентрация вредных веществ в приточном воздухе не должна превышать 30% предельно допустимой концентрации данного вредного вещества в рабочей зоне.

По данным эксплуатации вентиляционных систем пределы изменения коэффициента неравномерности $\Psi = 1{,}2 \div 2{,}0$.

Если в цехе выделяется не одно, а несколько различных вредных веществ (паров, газов), то при расчете производительности общеобменной вентиляции имеются особенности при выборе расчетного значения предельно допустимой концентрации.

При одновременном выделении в рабочую зону вредных веществ, не обладающих однонаправленным характером действия, подсчитываются объемы общеобменной вентиляции отдельно для разбавления каждого вещества до предельно допустимой концентрации. Расчетный воздухообмен такого помещения находят по наибольшему воздухообмену, полученному из расчетов для каждого вредного вещества.

При одновременном поступлении в рабочую зону веществ однонаправленного действия расчетный воздухообмен находят суммированием объемов, полученных из расчета по каждому веществу, при этом допустимыми для проектирования считают такие концентрации $C$, которые удовлетворяют условию

$$\frac{C_1}{C_{\text{ПДК}1}} + \frac{C_2}{C_{\text{ПДК}2}} + \cdots + \frac{C_n}{C_{\text{ПДК}n}} \leqslant 1, \qquad (10.17)$$

где $C_1$, $C_2$, $C_n$ — фактическая концентрация веществ в воздухе помещений, мг/м³; $C_{\text{ПДК}1}$, $C_{\text{ПДК}2}$, $C_{\text{ПДК}n}$ — пре-

дельно допустимые концентрации вредных веществ в наружном воздухе, мг/м³.

**Расчет воздухообмена по борьбе с пылью,** м³/с:

$$L = \beta \frac{G_{п}}{a_{ПДК} - a_{п}}, \qquad (10.18)$$

где $\beta$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения пыли по помещению; $G_{п}$ — масса пыли, выделяемой в помещение, мг/с; $a_{ПДК}$ — допустимая концентрация пыли в рабочей зоне, мг/м³; $a_{п}$ — концентрация пыли в приточном воздухе, мг/м³.

**Расчет количества приточного воздуха по нормативной кратности воздухообмена.** В общем случае санитарные нормы не допускают определять количество приточного воздуха по кратности воздухообмена, за исключением случаев, оговоренных в нормативных документах.

В этом случае воздухообмен, м³/с, определяется по формуле

$$L = (nV)/3600, \qquad (10.19)$$

где $n$ — нормативная кратность воздухообмена (значения $n$ даны в соответствующих выпусках СНиП и справочниках), м³/ч; $V$ — объем помещения, м³.

## ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ
## ОБЩЕОБМЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

### 11.1. Основы циркуляции воздуха в помещении

Воздухообмен в рабочем помещении должен быть организован таким образом, чтобы заданные метеорологические условия и чистота воздуха достигались при минимальном расходе воздуха. Для правильного решения этих вопросов необходимо знать закономерности развития и взаимодействия приточных, вытяжных и конвективных струй в помещении, так как они определяют характер движения воздуха по помещению, формируют поля температур и поля концентраций вредных веществ.

Приточные и конвективные воздушные струи можно подразделять по следующим признакам. По виду энергии, создающей струю, различают: механические приточные струи, создаваемые вентилятором; конвективные струи, образующиеся за счет нагревания или охлаждения воздуха вблизи горячих или холодных аппаратов и устройств.

По форме приточного отверстия струи делятся на: осесимметричные приточные струи, выходящие из круглых или квадратных отверстий; конвективные струи, образующиеся над осесимметрич-

ными в плане источниками теплоты; плоские приточные струи, выходящие из щели бесконечной длины, или конвективные струи, возникающие над бесконечно длинными источниками теплоты; прямоугольные струи, вытекающие из прямоугольного отверстия, или конвективные струи, образующиеся над прямоугольными в плане источниками теплоты.

По степени воздействия на струи окружающего пространства различают: свободные струи, движущиеся в неограниченном пространстве; полуограниченные или настильные струи, движущиеся вдоль ограниченной плоскости; стесненные струи, вытекающие в пространство с конечными размерами, соизмеримыми с размерами струи.

Кроме того, приточные струи делятся по степени изотермичности на изотермические струи, температура которых равна температуре воздуха помещения, куда поступает струя, и неизотермические — при разных температурах в струе и в среде.

По форме струи делятся на компактные, имеющие параллельные векторы скоростей истечения, и веерные, у которых векторы скоростей составляют между собой угол.

Свободная изотермическая турбулентная струя, выходящая из осесимметричного патрубка, показана на рис. 11.1. Развитие струи происходит свободно, без стеснения потолком, оборудованием или ограждениями помещения. По выходе из отверстия струя постепенно расширяется и размывается окружающей

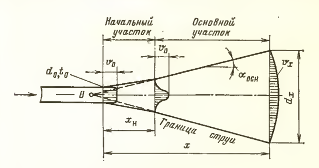



Рис. 11.1. Схема свободной изотермической струи.

средой. Движущиеся частицы в силу инерции стремятся сохранить скорость. Однако на поверхности раздела потока и неподвижной среды возникают силы торможения, происходит обмен массами и импульсами. Частицы струи эжектируют частицы окружающего воздуха, вследствие чего масса струи и ее сечение растут по мере удаления от выходного отверстия. Силы торможения сказываются сначала на периферийных слоях, в которых образуется непрерывно утолщающийся пограничный слой. Вследствие этого скорость в струе уменьшается сначала в периферийных слоях, оставаясь постоянной в центре струи. На определенном расстоянии происходит падение скорости во всем сечении струи.

Свободная изотермическая струя подразделяется на два участка: начальный и основной. На начальном участке осевая скорость струи остается постоянной, равной скорости выхода из приточного насадка. На основном участке осевая скорость струи непрерывно уменьшается. Длина начального участка при истечении струи из круглых отверстий составляет 5—6 диаметров приточного отверстия. Точка пересечения образующих основного участка называется полюсом струи (точка $O'$). Угол расширения струи основного участка практически одинаков для всех струй ($\alpha = 20 \div 22°$).

Свободные неизотермические струи характеризуются тем, что нагретая или охлажденная приточная струя по мере ее распространения приобретает температуру окружающего воздуха, а в поперечных сечениях струи формируются подобные профили скоростей и подобные профили температур, которые описываются уравнениями

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{mK_в}{x} \sqrt{F_0}\ ; \qquad (11.1)$$

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0} = \frac{nK_в}{x} \sqrt{F_0}\ , \qquad (11.2)$$

где $v_x$ — осевая скорость струи на расстоянии $x$; $v_0$ — начальная скорость выхода воздуха в расчетном сечении воздухораспределителя, м/с; $m$, $n$ — опытные коэффициенты затухания струи, зависящие от конструкции воздухораспределителя; $K_в$ — поправочный коэффициент на взаимодействие одинаковых параллельных струй: для одной струи $K_в = 1$; $F_0$ — расчетное сечение воздухораспределителя, м²; $x$ — расстояние от места выхода струи до постоянного рабочего места;

$$\Delta t_x = t_x - t_{окр}; \qquad (11.3)$$

$t_x$ — температура на оси струи на расстоянии $x$ от насадка; $t_{окр}$ — температура окружающего воздуха;

$$\Delta t_0 = t_0 - t_{окр}; \qquad (11.4)$$

$t_0$ — температура воздуха в сечении $F_0$.

Имея в качестве исходного значения скорость $v_x$, сечение насадка $F_0$ и расстояние $x$ от насадка до рабочего места, по формулам (11.1), (11.2) можно определить скорость $v_x$ и разность температур $\Delta t_x = t_x - t_{окр}$ на оси струи.

Большой вклад в изучение турбулентных струй внесли В. В. Батурин, Г. А. Максимов, В. Н. Талиев, И. А. Шепелев и сотрудники Всесоюзного института охраны труда (ВНИОТ, г. Ленинград).

Полные данные для расчета параметров воздушных струй в зависимости от способа выпуска воздуха и типа воздухораспределителя приведены в [19].

Исследования показали, что для расчета средних значений $v_{ср}$ и $\Delta t_{ср}$ по сечению всей струи можно принять следующие соотношения:

для осесимметричных струй

$$v_{ср} \approx 0,3 v_x; \qquad (11.5)$$

$$\Delta t_{ср} \approx 0,4 \Delta t_x; \qquad (11.6)$$

для плоских и веерных струй

$$v_{\text{ср}} \approx 0,5 v_x; \quad (11.7)$$

$$\Delta t_{\text{ср}} \approx 0,6 \Delta t_x. \quad (11.8)$$

На рис. 11.2 приведена схема конвективной струи, создаваемой источником теплоты. Механизм образования конвективной струи заключается в следующем. Прилегающий к источнику теплоты воздух нагревается, плотность его уменьшается, и он поднимается вверх, отводя теплоту от источника. При дальнейшем движении восходящего потока происходит подсасывание воздуха из окружающей среды и факел струи расширяется с понижением температуры. Принято делить факел на три участка: *1* — формирование тепловой струи, *2* — ускоренное движение струи с сужением потока (образование «шейки») и *3* — расширение струи.

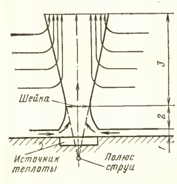



Рис. 11.2. Схема свободной конвективной струи.

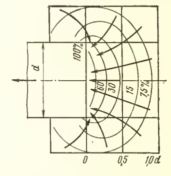



Рис. 11.3. Спектры скорости воздуха при всасывании в трубу.

В зимний период года вдоль окон и наружных стен возможно образование холодных струй, направленных сверху вниз.

Движение воздуха у вытяжных отверстий показано на рис. 11.3. Картина распределения характеризуется быстрым падением скорости на оси потока.

Таким образом, циркуляция воздуха в помещении будет зависеть от наличия приточных, конвективных и вытяжных струй, от их взаимного расположения по площади и высоте помещения, причем действие приточных струй будет значительно большим, чем действие вытяжных струй.

На рис. 11.4. показана картина распределения и циркуляции воздуха в помещении по исследованиям В. В. Батурина и В. И. Ханжонкова, проведенным на моделях при разных схемах подачи и удаления воздуха и при изотермических условиях.

Равномерное распределение воздуха (рис. 11.4, *а*) достигается в том случае, если приток равномерен по ширине помещения, а вытяжка сосредоточена. Схемы на рис. 11.4 *б—г* создают замкнутые контуры циркуляции и мертвые зоны.

При организации воздухообмена в помещениях с выделением

вредных паров и газов необходимо учитывать их физические свойства, в первую очередь плотность. Пары и газы, имеющие плотность ниже плотности воздуха, будут стремиться подниматься вверх, а при большей плотности — опускаться в низ помещения.

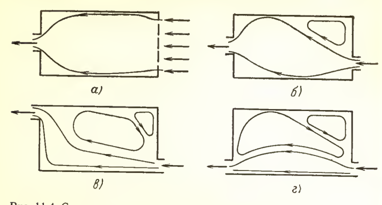



Рис. 11.4. Схемы циркуляции воздуха в помещении.

## 11.2. Схемы общеобменной приточно-вытяжной вентиляции

Общеобменная приточно-вытяжная система вентиляции характеризуется притоком в помещение свежего воздуха и удалением из него воздуха, поглотившего вредные выделения. Организация воздухообмена зависит от характера распределения вредных выделений и архитектурно-планировочных решений цеха.

Если вентиляционный воздух не полностью поглощает вредные выделения, то они будут накапливаться и концентрация их через определенное время может превысить допустимое значение. При общеобменной вентиляции необходимо, чтобы весь подаваемый воздух участвовал в поглощении вредных выделений и удалялся после того, как его концентрация достигнет расчетных значений. Очевидно, что воздух должен распределяться по помещению таким образом, чтобы не было невентилируемых застойных зон. Это положение в значительной мере зависит от расположения приточных и вытяжных отверстий.

С учетом схем циркуляции воздуха (рис. 11.5) различают четыре основные схемы организации воздухообмена при общеобменной вентиляции: сверху-вниз, свер-

ху-вверх, снизу-вверх, снизу-вниз. Кроме этих схем применяются комбинированные схемы.

Схема сверху-вниз (рис. 11.5, *а*) предусматривает подачу воздуха у потолка и вытяжку у пола помещения, в схеме сверху-вверх (рис. 11.5, *б*) подача и удаление воздуха происходят в верхней зоне. Обе схемы целесо-

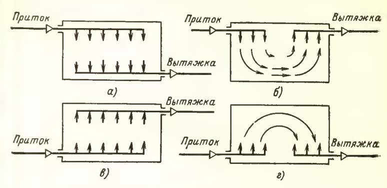



Рис. 11.5. Схемы подачн и удаления воздуха в помещеннях.

образно применять в том случае, если приточный воздух в холодный период года имеет температуру ниже температуры помещения, т. е. при наличии теплоизбытков. По этой схеме приточный воздух проходит по всей высоте помещения, поглощает теплоту и поступает в рабочую зону нагретым. Это позволяет принимать разность температур приточного и внутреннего воздуха $\Delta t_p = 5 \div 10°$ C. Смешение приточного и внутренего воздуха создает в рабочей зоне слабые вторичные токи, благоприятные для самочувствия работающих.

Схема снизу-вверх (рис. 11.5, *в*) предусматривает подачу воздуха в нижнюю зону, а удаление — в верхней зоне, схема снизу-вниз (рис. 11.5, *г*) — подачу и удаление внизу помещения. Две последние схемы целесообразны при температуре приточного воздуха в холодный период года выше температуры внутреннего воздуха. Если поступает более холодный воздух, необходимо организовать его подачу мелкими струями со скоростью 0,5—0,7 м/с, перепад температур между приточным и внутренним воздухом не должен превышать 3—5° С. При выделении газов с плотностью, большей плотности воздуха, удаляется из нижней части помещения 60—70

и из верхней части 30—40% воздуха. Если плотность газов меньше плотности воздуха, удаление загрязненного воздуха происходит в верхней зоне, а подача — непосредственно в рабочую зону.

В помещениях со значительными влаговыделениями вытяжка влажного воздуха осуществляется в верхней зоне, а подача в количестве до 60% — в рабочую зону и в количестве 40% — в верхнюю зону. Во всех случаях необходимо решать вопрос, учитывая следующее: подача свежего приточного воздуха — в чистую зону, вытяжка — из наиболее загрязненной зоны.

Расчет воздухообменов при общеобменной вентиляции необходимо производить для трех периодов года: теплового, холодного и переходного, так как параметры наружного и внутреннего воздуха и количество вредных выделений в разные периода года различны. За расчетный воздухообмен принимается максимальное количество воздуха, полученное по трем периодам. По расчетному воздухообмену выбираются вентиляторы и другое оборудование.

Большое значение для эффективной работы вентиляции имеет правильный выбор соотношения между расходами приточного и вытяжного воздуха. Если в прилегающие помещения поступают токсические вредные выделения, то приток должен превышать вытяжку, и наоборот.

При определении производительности вентиляционных систем необходимо учитывать местные притоки и вытяжки в помещение от производственного оборудования, например местные отсосы, вытяжки от сушилок, пневмотранспорта и т. п. Если расчетный воздухообмен составляет $G$, а суммарная вытяжка от оборудования $G_{обор}$, то производительность системы

$$G_{выт} = G - G_{обор}. \qquad (11.9)$$

### 11.3. Способы раздачи приточного воздуха в помещении и удаление воздуха из помещения

Наибольшее распространение получили способы раздачи приточного воздуха воздуховодами и сосредоточенными струями.

При первом способе по помещению прокладывается сеть воздуховодов, через которые распределяется воздух. Преимущество этого способа состоит в том, что он создает возможность наиболее равномерно распределить приточный воздух по помещению.

К недостаткам этого способа нужно отнести повышенные затра-

ты на сооружение, ухудшение эстетического вида помещения и освещенности.

При раздаче приточного воздуха сосредоточенными струями получаем меньшие первоначальные затраты на сооружение, отсутствие загромождения помещения воздуховодами.

В зависимости от количества приточного воздуха, объемно-планировочных решений помещений, характера вредных выделений, находят применение различные схемы подачи приточного воздуха в рабочую зону.

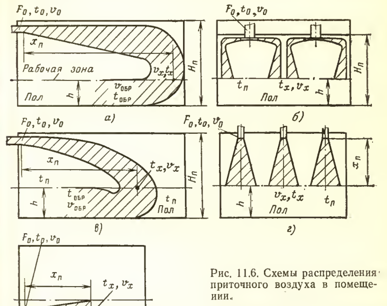



Рис. 11.6. Схемы распределения приточного воздуха в помещении.

*а* — настилающимися на потолок струями; *б* — веерными; *в* — охлажденными; *г* — вертикальными; *д* — свободными в рабочую зону.

На рис. 11.6, *а* показана схема подачи воздуха в помещение настилающимися на потолок струями. Горизонтальная струя, выходящая из насадка, распространяется по его длине, доходит до противоположной, поворачивается и выходит в рабочую зону. Вентиляция рабочей зоны помещения осуществляется в основном обратным потоком струи. Остальные схемы отличаются направлением, формой струи и способом вентиляции рабочей зоны. Схемы на рис. 11.6, *б* и 11.6, *г* наиболее предпочтительны, так как приточный воздух подается в рабочую зону. Схема на рис. 11.6, *д* применима для помещений, не загроможденных машинами.

При распределении воздуха рекомендуется [19] принимать определенные соотношения между нормируемыми скоростями движения воздуха $v_{норм}$ и максимальными скоростями в струе $v_x$, а также

между нормируемыми температурами $t_{норм}$ и температурами $t_x$ или $t_{ср}$.

В случае прямого воздействия приточной струи на работающих принимается

$$v_x = v_{норм}; \quad (11.10)$$

$$t_x = t_{норм}. \quad (11.11)$$

Если рабочие в цехе не находятся в зоне прямого воздействия приточной струи, то

$$v = 2v_{норм}; \quad (11.12)$$

$$t_{ср} = 2t_{норм}, \quad (11.13)$$

где $t_{ср}$ — средняя температура воздуха в струе, °С.

Если рабочая зона омывается обратным потоком воздуха, то

$$v_{обр} = v_{норм}; \quad (11.14)$$

$$t_{обр} = t_{норм}, \quad (11.15)$$

где $v_{обр}$ — максимальная скорость в обратном потоке при входе в рабочую зону.

Вытяжной воздух следует удалять от мест наибольшего поступления вредных выделений с таким условием, чтобы загрязненный воздух не проходил через рабочую зону.

В системах вытяжной вентиляции отработавший воздух может удаляться из верхней и нижней зон. Из верхней зоны воздух уда-

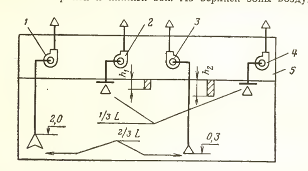



Рис. 11.7. Схема вытяжной вентиляции для помещения, в воздух которого выделяются взрывоопасные или вредные газы и пары, имеющие плотность большую, чем плотность воздуха в рабочей зоне.

*1* — вытяжная установка от местных отсосов; *2, 4* — вытяжные общеобменные установки для удаления воздуха из верхней зоны; *3* — то же из нижней зоны; *5* — помещение для вентиляционного оборудования.

ляется через отверстия в воздуховодах, проложенных под потолком, при нижней вытяжке — через напольные решетки сети подпольных каналов.

В схемах вытяжной вентиляции находит также применение сосредоточенная вытяжка, например при рециркуляции воздуха, а также вытяжка через вытяжные шахты и крышные вентиляторы.

На рис. 11.7 приведена схема вытяжной вентиляции, когда в помещении выделяются взрывоопасные или вредные пары или газы.

Вытяжной воздух удаляется из помещения из рабочей зоны и верхней части помещения. При плотности газов $\rho_г$, большей плотности воздуха $\rho_в$, нижняя вытяжка из укрытий и с пола составляет $^2/_3$ общей вытяжки. Из верхней зоны удаляется $^1/_3$ воздуха. Такое соотношение обеспечивает оптимальные условия воздухообмена. Если $\rho_г$ меньше $\rho_в$, соотношение верхней и нижней вытяжек меняется на обратное.

## ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

## АЭРАЦИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ

Под аэрацией понимают организованный естественный воздухообмен, в результате которого можно достигнуть параметров воздуха в помещении, отвечающих санитарно-гигиеническим нормам. Аэрация является общеобменной вентиляцией, осуществляемой за счет естественных сил: гравитационного и ветрового давления. Наружный воздух при аэрации поступает в помещение через открытые проемы. Отработавший воздух, уносящий с собой теплоту, влагу, вредные вещества, уходит из цеха через верхние проемы или специальные устройства — фонари.

Аэрацию рекомендуется применять: в производствах, где не требуется предварительной обработки приточного наружного воздуха; в том случае, когда не происходит конденсации влаги из воздуха на строительных конструкциях и образования тумана; когда концентрация пыли и вредных веществ в приточном воздухе не превышает 30% предельно допустимой в рабочей зоне.

Многие цехи предприятий металлургической, машиностроительной, химической и других отраслей промышленности и главные корпуса электрических станций работают со значительными теплоизбытками, для удаления которых требуются большие расходы воздуха. Вследствие этого применение аэрации, т.е. организация воздухообмена без затраты механической энергии, имеет большое народнохозяйственное значение.

Поступление наружного воздуха в цех в холодный и переходный периоды года выполняют с таким расчетом, чтобы холодный воздух не попадал в рабочую зону. Для этого наружный воздух подается в помещение через проемы, расположенные не ниже 4 м от пола до нижнего среза проема. В теплый период года для повышения эффективности воздухообмена приточный воздух следует

подавать на возможно минимальной отметке — на уровне 0,3—1,8 м от пола или через подпольные каналы.

Отработавший воздух уходит из цеха через верхние проемы или специальные устройства — аэрационные фонари.

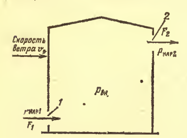


Рис. 12.1. Аэрация за счет ветрового давления.

Невозможность очистки вытяжного воздуха является недостатком аэрации.

**Аэрация за счет ветрового давления.** Аэрация за счет ветрового давления происходит при возникновении разности давлений с наветренной и заветренной сторон здания (рис. 12.1). Наружный воздух поступает в цех через проемы *1*, расположенные с наветренной стороны, за счет разности давлений

$$p_{нар1} - p_{вн}.$$

Воздух уходит через проемы *2* с заветренной стороны за счет разности давлений

$$p_{вн} - p_{нар2},$$

при этом общий перепад давлений составляет

$$p_{нар1} - p_{нар2},$$

где $p_{нар1}$ — давление у наружных поверхностей здания с наветренной стороны; $p_{нар2}$ — то же с заветренной стороны; $p_{вн}$ — давление внутри помещения.

Наружное давление ветрового потока

$$p_{нар} = p_а + k\frac{v^2}{2}\rho, \qquad (12.1)$$

где $p_а$ — атмосферное давление, Па; $(v^2/2)\rho$ — динамическое давление, создаваемое ветром, Па; $v$ — скорость ветра, м/с; $k$ — аэродинамический коэффициент здания, определяемый опытным путем при продувке моделей здания в аэродинамической трубе ($k$ имеет положительное и отрицательное значения).

**Аэрация под действием гравитационного (теплового) давления.** Гравитационное давление образуется при наличии разности температур и, следовательно, разности плотностей воздуха внутри и снаружи помещения.

На рис. 12.2 показано однопролетное здание с проемами *1* и *2* в наружных ограждениях. Средняя температура воздуха внутри здания $t_в$, температура воздуха снаружи $t_н$. Этим температурам соответствуют плотности воздуха $\rho_в$ и $\rho_н$. Обозначим атмосферное давление $p_а$.

При расчете аэрации пользуются понятием внутреннего избыточного давления, под которым понимается раз-

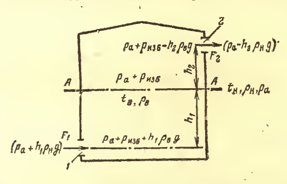



Рис. 12.2. Аэрация под действием гравитационного (теплового) давления.

ность давлений снаружи и внутри помещения на одном и том же уровне. Пусть в плоскости *А—А* (рис. 12.2) имеем избыточное давление $p_{изб}$, тогда у каждого из проемов *1* и *2* будут создаваться определенные избыточные давления. Для отверстия *1*, расположенного ниже уровня *А—А* на расстоянии $h_1$, будут давления:

внутри помещения

$$p_а + p_{изб} + h_1 \rho_в g;$$

снаружи помещения

$$p_а + h_1 \rho_н g.$$

Избыточное давление на уровне центра отверстия *1*

$$p_{изб1} = p_{изб} - h_1 g (\rho_н - \rho_в). \qquad (12.2)$$

Для отверстия *2*, лежащего выше уровня *А—А* на расстоянии $h_2$, будут давления:

внутри помещения

$$p_а + p_{изб} - h_2 \rho_в g;$$

снаружи

$$p_a - h_2 \rho_н g$$

и избыточное давление на уровне центра отверстия 2

$$p_{изб2} = p_{изб} + h_2 (\rho_н - \rho_в) g. \qquad (12.3)$$

Плоскость, в которой избыточное давление равно нулю ($p_{изб}=0$), называется нейтральной плоскостью, тогда согласно уравнениям (12.2) и (12.3) избыточные давления составят:

$$p_{изб1} = -h_1 (\rho_н - \rho_в) g; \qquad (12.4)$$

$$p_{изб2} = h_2 (\rho_н - \rho_в) g. \qquad (12.5)$$

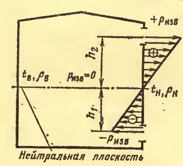



Рис. 12.3. Эпюры теплового давления по высоте здания.

Таким образом, у нижнего отверстия давление снаружи будет больше, чем давление внутри, а у верхнего, наоборот, внутреннее давление будет больше наружного. За счет разности этих давлений наружный воздух будет поступать в помещение через нижние отверстия, а удаляться — через верхние. Значения избыточных давлений зависят от высоты расположения отверстий и изменяются по линейному закону (рис. 12.3).

Разность давлений

$$\Delta p = p_{изб2} - p_{изб1} = (h_2 + h_1)(\rho_н - \rho_в) g \qquad (12.6)$$

называется располагаемым тепловым давлением.

Избыточное давление расходуется на создание скорости воздуха в отверстиях. Следовательно, можно написать:

$$h_1 (\rho_н - \rho_в) g = h_1 \Delta\rho g = \frac{v_1^2}{2} \rho_н; \qquad (12.7)$$

$$h_2 (\rho_н - \rho_в) g = h_2 \Delta\rho g = \frac{v_2^2}{2} \rho_в, \qquad (12.8)$$

где $v_1$ и $v_2$ — скорости потоков воздуха в отверстиях 1 и 2, м/с.

Из уравнений (12.7) и (12.8):

$$v_1 = \sqrt{\frac{2h_1 \Delta\rho g}{\rho_н}} = \sqrt{\frac{2p_{изб1}}{\rho_н}}; \qquad (12.9)$$

$$v_2 = \sqrt{\frac{2h_2 \Delta\rho g}{\rho_в}} = \sqrt{\frac{2p_{изб2}}{\rho_в}}. \qquad (12.10)$$

Количество воздуха, поступающего в помещение и удаляемого из него,

$$G = \mu_1 v_1 F_1 \rho_н = \mu_2 v_2 F_2 \rho_в, \qquad (12.11)$$

или

$$G = F_1 \mu_1 \sqrt{2p_{изб1} \rho_н} = F_2 \mu_2 \sqrt{2p_{изб2} \rho_в}, \qquad (12.12)$$

где $F_1$ и $F_2$ — площади отверстий *1* и *2*, м$^2$; $\mu_1$ и $\mu_2$ — коэффициенты расхода.

В задачу расчета аэрации входит определение необходимой площади сечений приточных проемов и аэрационных фонарей для создания нормируемых параметров воздуха в рабочей зоне. Исходными данными являются конструктивные размеры помещений, проемов, фонарей, расположение теплоотдающего оборудования в помещении, значение тепловыделений и теплоизбытков и параметры наружного воздуха. Согласно СНиП II-33-75 расчет рекомендуется выполнять на действие гравитационного давления, учитывая наличие механической вентиляции (приточной и вытяжной). Давление ветра надлежит учитывать только при решении вопросов защиты вентиляционных проемов от задувания.

Расчет аэрации при отсутствии дополнительных притоков и вытяжки механической вентиляции выполняется в следующем порядке. Первоначально определяется рабочая разность температур

$$\Delta t_р = t_в - t_н.$$

Расход воздуха, необходимого для обеспечения нормируемой температуры в рабочей зоне, определяется по уравнению

$$G = \frac{m Q_{изб.я}}{c\,(t_в - t_н)}, \qquad (12.13)$$

где $m$ — опытный коэффициент выделения теплоты в рабочую зону (рекомендации по аналитическому определению коэффициента $m$ см. в [19]).

Коэффициент выделения теплоты в рабочую зону может быть определен по уравнению

$$m = \frac{t_в - t_п}{t_{ух} - t_п}, \qquad (12.14)$$

где $t_в$ — температура воздуха в рабочей зоне; $t_п$ — температура приточного воздуха; $t_{ух}$ — температура уходящего воздуха, при аэрации $t_п = t_н$.

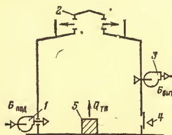



Рис. 12.4. Схема аэрации здания, оборудованного местной механической вентиляцией.

*1, 3* — приточный и вытяжной вентиляторы; *2* — аэрационный фонарь; *4* — приточный аэрационный проем; *5* — источник тепловыделений.

Температура воздуха, удаляемого через аэрационные фонари,

$$t_{ух} = t_н + (Q_{изб.я}/cG),$$

Рис. 12.5. Аэрационный вытяжной незадуваемый фонарь.

Для зданий, оборудованных аэрацией и механической вытяжкой и притоком (рис. 12.4), расход воздуха, проходящего через приточные аэрационные проемы *4*, находится по формуле

$$G = \frac{mQ_{изб} - G_{под}\, c\,(t_в - t_{под})}{c\,(t_в - t_н)}, \qquad (12.15)$$

где $G_{под}$ — количество приточного воздуха, поступающего за счет механической вентиляции в рабочую зону.

Расход воздуха, уходящего через аэрационные фонари или проемы,

$$G_2 = G_1 + G_{под} - G_{выт}, \qquad (12.16)$$

где $G_{выт}$ — количество воздуха, удаляемого из помещения механическим путем.

Температура воздуха, удаляемого через фонари,

$$t_{ух} = t_н + \frac{Q_{изб} - G_{выт}\, c\,(t_{ух} - t_н)}{cG_2}. \qquad (12.17)$$

Вытяжные фонари по конструктивному оформлению разделяются на две группы: аэрационные и светоаэра-

цифиные. Последние снабжены остеклением для естественного освещения цеха.

На рис. 12.5 показан аэрационный вытяжной фонарь П-образного профиля со створками *2* на вертикальной оси и ветробойными щитами *1*. При такой конструкции фонаря в пространстве между щитами и стенкой фона-

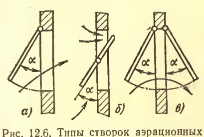



Рис. 12.6. Типы створок аэрационных фонарей.
*а* — однарная верхнеподвесная; *б* — однарная среднеподвесная; *в* — двойная верхнеподвесная.

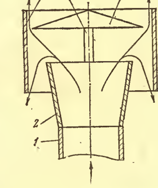



Рис. 12.7. Дефлектор.
*1* — вытяжной воздуховод; *2* — диффузор; *3* — цилиндр; *4* — лапки; *5* — колпак.

ря образуется разрежение независимо от направления ветра. В фонарях применяются различные конструкции створок (рис. 12.6).

Ветрозащитные панели можно не устраивать, если аэрируемое здание защищено от наветренной стороны более высоким зданием при условии, что расстояние между зданиями не превышает пяти высот высокого здания.

Энергия гравитационных сил и ветра используется также для организации естественной вытяжной вентиляции. Для этой цели устанавливаются вытяжные шахты и дефлекторы.

Вытяжные шахты действуют за счет теплового давления

$$\Delta p = h(\rho_н - \rho_{ух}), \qquad (12.18)$$

где $h$ — высота шахты; $\rho_{ух}$ — плотность воздуха, удаляемого через шахту.

Дефлекторы представляют собой насадки на вытяжной трубе (рис. 12.7). Поток воздуха, обтекая дефлек-

тор, создает в нем разрежение, за счет которого происходит перемещение воздуха из помещения в атмосферу.

Пример. Рассчитать аэрацию однопролетного цеха, определить воздухообмен и площади аэрационных проемов.

Исходные данные: параметры наружного воздуха $t_н = 22°$ C, $d_н = 10$ г/кг, $\rho_н = 1,16$ кг/м³. Избытки явной теплоты $Q_{изб.я} = 280$ кВт. Высота цеха $H = 20$ м.

Наружный воздух поступает в цех через нижние приточные аэрационные проемы, удаляется воздух через аэрационные фонари. Принимаем рабочую разность температур по СНиП II-33-75 $\Delta t_р = 5°$ C. Температура воздуха в рабочей зоне

$$t_{р.з} = t_н + \Delta t_р = 22 + 5 = 27 °C.$$

Для рассчитываемого здания принимаем коэффициент выделения теплоты в рабочую зону $m = 0,4$. Количество воздуха для обеспечения заданной температуры в рабочей зоне

$$G = \frac{mQ_{изб.я}}{c\Delta t_р} = \frac{0,4 \cdot 280}{1,0 \cdot 5} = 22,4 \text{ кг/с}.$$

Температура уходящего воздуха

$$t_{ух} = t_н + \frac{Q_{изб.я}}{cG} = 22 + \frac{280}{1,0 \cdot 22,4} = 34,5.$$

Принимаем условие, что нейтральная плоскость делит помещение на равные части, т. е. $h_1 = h_2 = 10$ м.

Средняя температура по высоте цеха

$$t_а = 0,5\,(t_{р.з} + t_{ух}) = 0,5\,(27 + 34,5) = 30,7 °C.$$

Плотность воздуха при $d_а = 10$ г/кг и при $t_а = 30,7°$ C $\rho_а = 1,13$ кг/м³. Скорость воздуха в приточных проемах

$$v_1 = \sqrt{\frac{2h_1(\rho_н - \rho_а)\,g}{\rho_н}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10\,(1,16 - 1,13) \cdot 9,81}{1,16}} = 2,26 \text{ м/с}.$$

Скорость воздуха в аэрационных фонарях

$$v_2 = \sqrt{\frac{2h_2(\rho_н - \rho_а)\,g}{\rho_а}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10\,(1,16 - 1,13) \cdot 9,81}{1,13}} = 2,29 \text{ м/с}.$$

Площадь проемов находится из уравнения (12.11):

$$F = G/(\mu v \rho_н).$$

Коэффициент расхода $\mu$ определяется по формуле

$$\mu = 1/\sqrt{\zeta},$$

где $\zeta$ — коэффициент местного сопротивления приточных проемов и проемов фонаря.

По табл. 5.1 работы [19] для верхнеподвесной створки при угле открытия $\alpha = 30°$ $\zeta = 5,7$, тогда $\mu = 0,417$ и площадь приточных проемов

$$F_1 = \frac{22,4}{(0,417 \cdot 2,26 \cdot 1,16)} = 20,5 \text{ м}^2.$$

Принимаем вытяжной П-образный фонарь с ветрозащитными панелями. По табл. 5.2 работы [19] при $\alpha=45$ $\zeta=9{,}2$, тогда $\mu=0{,}33$. Площадь проемов фонаря составит:

$$F_2 = 22{,}4/(0{,}33 \cdot 2{,}29 \cdot 1{,}16) = 25{,}5 \text{ м}^2.$$

## ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ
# СИСТЕМЫ МЕСТНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

### 13.1. Местная вытяжная вентиляция

Главные задачи местной вытяжной вентиляции заключаются в том, чтобы улавливать и удалять вредные выделения в месте образования, не допуская распространения по помещению. Так как концентрация вредных выделений в месте образования более высокая, то расход воздуха для их удаления будет значительно меньшим, чем при общеобменной вентиляции, а следовательно, местная вытяжная вентиляция является наиболее эффективным способом борьбы с избыточной теплотой, влагой, газами, парами, пылью.

Основной метод борьбы с вредными выделениями заключается в устройстве укрытий технологического оборудования и организации отсосов от укрытий.

К местным отсосам предъявляются следующие основные требования: высокая герметичность, удобство обслуживания, стойкость к агрессивным средам, малые расходы воздуха, высокая эффективность улавливания вредных выделений.

Элементы отсоса и укрытия должны составлять единое целое с конструкцией технологического аппарата.

Конструкции местных отсосов могут быть полностью закрытыми, полуоткрытыми или открытыми. Наиболее эффективными являются закрытые отсосы. К ним относятся кожухи, камеры, герметично или плотно укрывающие технологическое оборудование. Если такие укрытия невозможны, то применяются отсосы с частичным укрытием или открытые: вытяжные зонты, вытяжные панели, бортовые отсосы и другие устройства.

### 13.2. Основные типы местных отсосов

**Вытяжные зонты** применяются для улавливания вредных выделений, поднимающихся вверх. Зонты уста-

навливаются над сосредоточенными источниками тепло- и влаговыделений и над другими источниками нетоксических вредностей, выделяющихся вместе с теплотой (рис. 13.1).

При конструировании зонта принимаются следующие положения. Зонт должен быть емким, ширина зонта $b$ выполняется больше ширины источника вредных выделений. Расстояние от кромки зонта до аппарата $h$ выбирается минимальным, но с таким расчетом, чтобы зонт не мешал рабочим операциям. Вынос зонта — расстояние $c$ — принимается равным $1/3a$. Угол раскрытия зонта — не более 60°.

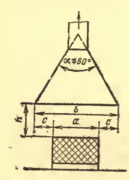



Рис. 13.1. Открытый вытяжной зонт.

Вытяжные зонты рекомендуется устанавливать при устойчивых конвективных потоках, которые создают на уровне всасывающей кромки зонта осевую скорость 0,5 м/с. При меньших скоростях потока зонт необходимо снабжать съемными или откидными фартуками. В этом случае зонт располагают над источником на высоте не более 0,8 эквивалентного диаметра источника теплоты.

**Отсасывающие панели** (рис. 13.2) применяются для удаления вредных выделений, увлекаемых конвективными токами, в том случае, когда зона вредных выделений

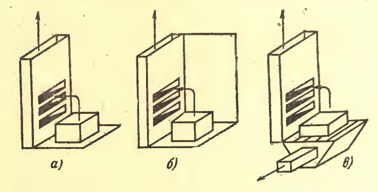



Рис. 13.2. Отсасывающие панели.

*а* — обычная; *б* — с боковым экраном; *в* — с дополнительным нижним отсосом.

относительно велика и более полное укрытие организовать невозможно.

Панели устанавливаются вертикально или наклонно. Отсасывающие панели, особенно наклонные, применимы при сварке, пайке, выдувке стекла, при удалении нагретых газов, дыма. Они менее эффективны для удаления пыли. Скорость в сечении всасывающих отверстий панелей принимается равной 3—8 м/с в зависимости от свойств вредных выделений и от расстояния панели до источника вредных выделений.

Если тепловой поток от аппарата содержит не только газы, но и крупную дисперсную пыль, то применяют

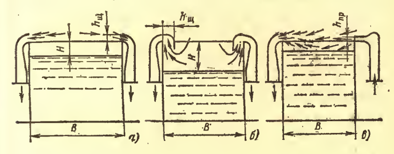



Рис. 13.3. Бортовые отсосы.

отсос по схеме на рис. 13.2, *в* с дополнительным нижним отсосом.

**Бортовые отсосы** устанавливаются над открытыми ваннами, с зеркала которых выделяются вредные пары и газы. Бортовые отсосы бывают трех типов: обычный, опрокинутый и активированный (рис. 13.3).

В обычных бортовых отсосах (рис. 13.3, *а*) всасывающие отверстия расположены в горизонтальной плоскости, в опрокинутых (рис. 13.3, *б*) — в вертикальной. В активированных отсосах (рис. 13.3, *в*) со стороны, противоположной отсосу, устанавливается щель для подачи воздуха (дутье).

Принцип работы бортовых отсосов состоит в том, что воздух, проходя над зеркалом ванны, захватывает вредные пары, газы и уносит их в вытяжной воздуховод. Эффективность бортового отсоса тем выше, чем ближе прижаты вредные пары или газы к зеркалу ванны. Этому требованию в наибольшей степени удовлетворяет активированный бортовой отсос. Эффективность

отсоса понижается при наличии над зеркалом ванны выступающих элементов: подвесок конвейера, изделий и т. п.

Бортовые отсосы характеризуются большими расходами воздуха и применяются тогда, когда по условиям эксплуатации невозможно применить более эффективное устройство.

У прямоугольных аппаратов бортовые отсосы могут быть однобортовые или двухбортовые, а у круглых аппаратов — кольцевые или полукольцевые.

Обычно бортовые отсосы применяют, когда расстояние $H$ от борта до зеркала жидкости составляет менее 80—150 мм. При $H = 150$ мм и более применяют опрокинутые отсосы, которые требуют меньшего расхода воздуха.

Расход воздуха в бортовых отсосах повышается с увеличением ширины ванны $B$, с повышением температуры и токсичности жидкости. По удельному расходу вытяжного воздуха на единицу поверхности экономичнее двухсторонние бортовые отсосы, поэтому односторонние применяют только для ванн небольшой ширины: $B = 500 \div 600$ мм. Высота щели бортового отсоса $h_щ$ принимается равной 0,1 $B$, но не менее 50 мм.

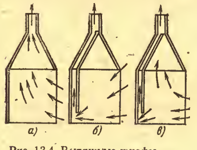


Рис. 13.4. Вытяжные шкафы.

Объем воздуха, удаляемого через бортовые отсосы от ванн, определяется по эмпирическим формулам, в которых учитываются конструктивные параметры бортового отсоса, подвижность воздуха в помещении, температура и физические свойства жидкости в ванне.

Высота приточной щели $h_{пр}$ (рис. 13.3, в) активированного отсоса принимается не менее 5 мм, высота щели отсоса — не менее 50 мм. Скорость выхода приточного воздуха принимается не более 10 м/с.

**Вытяжные шкафы** — наиболее эффективное устройство по сравнению с другими отсосами, так как почти полностью укрывает источник вредности. Незакрытыми в шкафах остаются только проемы для обслуживания,

через которые воздух из помещения поступает в шкаф. Форму проема выбирают в зависимости от характера технологических операций. На рис. 13.4 показаны три типа вытяжных шкафов: с верхним (рис. 13.4, *а*), нижним (рис. 13.4, *б*) и комбинированным отсосом (рис. 13.4, *в*). Последнюю конструкцию применяют для удаления тяжелых газов и пыли при отсутствии тепловыделений. Количество воздуха, удаляемого от шкафа при отсутствии в нем источника теплоты, м³/с,

$$L = vF,$$

где $v$ — скорость всасывания в сечении открытого проема (0,3—1,5 м/с); $F$ — площадь проема, м².

### 13.3. Воздушные души

Если общеобменная приточно-вытяжная система вентиляции не сможет создать на постоянных рабочих местах нормируемые параметры воздуха, особенно при интенсивном выделении лучистой теплоты или вредных газов, то в этом случае применяется в о з д у ш н о е  д у ш и р о в а н и е, т. е. подача приточного воздуха в виде воздушной струи, направленной на рабочее место.

Воздушное душирование применяют при следующих условиях: а) когда на рабочего воздействует лучистая теплота с интенсивностью 350 Вт/м² и более; б) при открытых технологических процессах, при которых выделяются в рабочую среду вредные пары; в) в том случае, когда невозможно или нецелесообразно использование общеобменной вентиляции для этих целей.

Воздух для душирования подается из отдельных, независимых от систем приточной вентиляции установок.

Нормы температур и скоростей воздушного душирования для работ средней тяжести приведены в табл. 13.1; полные данные для всех категорий работ даны в Санитарных нормах проектирования промышленных предприятий СН 245-71 и ГОСТ 12.1.005-76 «Воздух рабочей зоны».

Расчетные параметры наружного воздуха при проектировании систем воздушного душирования принимаются в соответствии с требованиями СНиП II-35-75: для теплого периода года — параметры *А*, для холодного — параметры *Б*.

Душирующий воздух подается на рабочее место приточными патрубками различной конструкции. На рис.

Таблица 13.1

**Нормы температур и скоростей движения воздуха при воздушном душировании для категории работ средней тяжести**

| Тепловое облучение, Вт/м² | Период года | | | |
|---|---|---|---|---|
| | Теплый (температура наружного воздуха +10° С и выше) | | Холодный и переходный (температура наружного воздуха ниже +10° С) | |
| | *t*, °С | *v*, м/с | *t*, °С | *v*, м/с |
| 350—700 | 21—23 | 0,7—1,5 | 21—22 | 0,7—1,0 |
| 700—1400 | 20—22 | 1,5—2,0 | 20—21 | 1,0—1,5 |
| 1400—2100 | 19—21 | 1,5—2,5 | 19—20 | 1,5—2,0 |
| 2100—2800 | 18—21 | 2,0—3,5 | 19—21 | 2,0—2,5 |
| Более 2800 | 18—19 | 3,0—3,5 | 19—21 | 2,0—2,5 |

13.5 показана конструкция душирующего патрубка типа ППД.

Конструкция патрубка дает возможность изменять направления потока как в вертикальном, так и в гори-

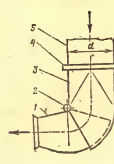



Рис. 13.5. Душирующий патрубок типа ППД.

*1* — нижнее звено; *2* — шарнир; *3* — среднее звено; *4* — опорные ролики; *5* — верхнее звено.

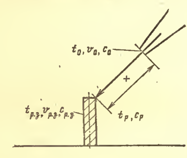



Рис. 13.6. Расчетная схема воздушного душа.

зонтальном направлениях. Патрубки устанавливаются на такой высоте от пола, чтобы они создавали хорошее обдувание приточным воздухом верхней части туловища человека и не затрудняли нормальную эксплуатацию оборудования.

На рабочее место воздух подается или горизонталь-

но, или сверху под углом 45°, причем для обеспечения на рабочем месте заданной температуры воздух подается на грудь человека, а для обеспечения допустимых концентраций вредных веществ — в зону дыхания. Расстояние от выходного патрубка до рабочего, обслуживающего установку, должно быть не менее 1 м.

Воздушные души рассчитываются по методу П. В. Участкина. Расчетная схема дана на рис. 13.6.

Первоначально определяется отношение разностей температур

$$P_т = (t_{р.з} - t_р)/(t_{р.з} - t_0) \qquad (13.1)$$

и отношение разности концентраций газов

$$P_к = (c_{р.з} - c_р)/(c_{р.з} - c_0), \qquad (13.2)$$

где $t_{р.з}$, $c_{р.з}$ — температура и концентрация газов в рабочей зоне; $t_р$, $c_р$ — нормируемые температуры и концентрация газов на рабочем месте; $t_0$, $c_0$ — температура и концентрация воздуха на выходе из душирующего патрубка.

При $P_т < 1$ для достижения $t_р$ достаточно адиабатного охлаждения воздуха, при $P_т > 1$ требуется искусственное охлаждение.

В задачу расчета воздушного душа входит определение скорости $v_0$ выхода воздуха из патрубка и площади $F_0$ выходного сечения патрубка. При $P_т < 0{,}6$ значения $F_0$ определяются по формуле

$$F_0 = (P_т x/0{,}6n)^2, \qquad (13.3)$$

где $x$ — расстояние от душирующего патрубка до рабочего, м; $n$ — опытный коэффициент, характеризующий изменение температуры и концентрации газов по оси струи (для патрубка типа ППД $n=4{,}5$).

По значениям $F_0$ и $v_0$ определяется расход воздуха через патрубок

$$L = v_0 F_0. \qquad (13.4)$$

При $P_т$ в пределах от 0,6 до 1 расчет ведут по формулам

$$F_0 = \left(\frac{x + 5{,}3P_т - 3{,}2}{0{,}75n}\right)^2 \qquad (13.5)$$

$$v_0 = \frac{v}{0{,}7 + 0{,}1\left(0{,}8m\sqrt{F_0} - x\right)}. \qquad (13.6)$$

### 13.4. Воздушные завесы

В холодный период года за счет гравитационного и ветрового давления и разрежения в помещении возможен прорыв холодного воздуха в помещение через различные проемы (ворота, двери и др.). В этом случае температура воздуха в зонах помещения, прилегающих к проемам, может понизиться до значений ниже нормируемых. Эффективным способом борьбы с прорывом потоков холодного воздуха является устройство **воздушных завес**.

Воздушная завеса представляет собой воздушную струю, направленную под углом навстречу холодному потоку воздуха, и выполняет роль воздушного шибера, уменьшая прорыв холодного воздуха через проемы. Согласно СН-245-71 и СНиП II-35-75 воздушные завесы необходимо устанавливать: а) у различного рода проемов (ворот, дверей, люков и т. п.) отапливаемых помещений при расчетной температуре холодного периода года минус 15° С и ниже при невозможности устройства шлюзов и тамбуров; б) у ворот, открывающихся чаще

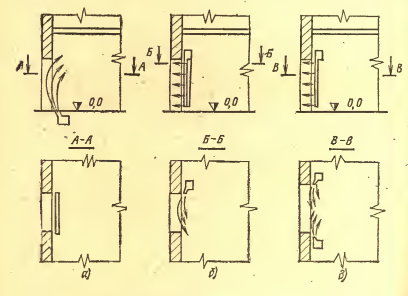



Рис. 13.7. Схемы воздушных завес.
*а* — с нижней подачей воздуха; *б* — односторонняя; *в* — двухсторонняя.

5 раз или не менее чем на 40 мин в смену; в) у наружных дверей помещений любого назначения с кондиционированием воздуха; г) в тамбурах и шлюзах производственных помещений со значительным выделением влаги или при расположении постоянных рабочих мест вблизи наружных дверей.

На рис. 13.7 показаны основные схемы воздушных завес. Завесы с нижней подачей (рис. 13.7, *а*) наиболее экономичны по расходу воздуха и теплоты и рекомендуются к применению, когда недопустимо понижение температуры помещения вблизи проемов. К недостаткам этой схемы можно отнести возможность засорения патрубков и прямого воздействия нагретой струи завесы на персонал при переходе через проемы.

Схема на рис. 13.7, *б* применяется для проемов небольшой ширины, схема на рис. 13.7, *в* — при условии отсутствия вредных паров и газов в воздухе верхней зоны. Схема с двухсторонним боковым направлением струй (рис. 13.7, *в*) применяется в тех случаях, когда возможна остановка транспорта в воротах.

Конструктивное оформление воздушной завесы при двухсторонней боковой подаче воздуха показано на рис. 13.8 и 13.9. Вентиляторы *2* и калориферы *4* установ-

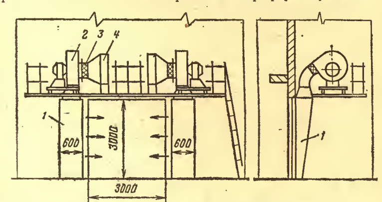



Рис. 13.8. Компоновка элементов воздушной завесы ворот.

лены на площадке над воротами; воздух, подогретый в калориферах, подается в конические воздуховоды *1*, в которых по всей высоте проема выполнена щель для раздачи воздуха. Для уменьшения шума установлена

мягкая вставка *3*. Скорости выхода воздуха из щели принимаются не более 8 м/с — для наружных дверей производственных зданий и 25 м/с — для ворот.

Воздушные завесы проектируются при условии возможности поддержания в холодный период года (при расчетных параметрах наружного воздуха *Б*) во время открывания ворот и дверей температуры воздуха в помещениях на постоянных рабочих местах не ниже 14° С при легкой работе, 12° С при работе средней тяжести и 8° С при тяжелой работе.

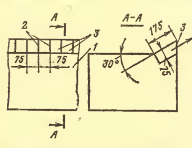



Рис. 13.9. Конструктивные элементы воздушной завесы.

*1* — воздуховод; *2* — лопатки; *3* — ячейки.

Количество и температура воздуха для завесы определяются расчетом, причем максимальная температура нагрева воздуха для воздушных завес ворот принимается не больше 70° С, для дверей — не более 50° С.

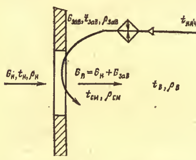



Рис. 13.10. Расчетная схема воздушной завесы.

Методика расчета воздушных завес разработана Всесоюзным центральным научно-исследовательским институтом охраны труда (ВЦНИИОТ). Завесы рассчитывают без учета ветрового давления. Расчетная схема показана на рис. 13.10.

Количество воздуха, подаваемого в сопла завесы, при отсутствии в помещении механического притока и вытяжки или при их балансе, кг/с,

$$G_{зав} = 1,42 q \mu_{пр} F_{пр} \sqrt{\Delta p \rho_{см}}, \qquad (13.7)$$

где $q = G_{зав}/G_{пр}$ — отношение расхода воздуха, подаваемого вентилятором в сопла завесы, к расходу воздуха, проходящего через проем; $\mu_{пр}$ — коэффициент расхода;

$F_{пр}$ — площадь открываемого проема, м²; $\Delta p$ — разность давлений воздуха снаружи и внутри помещения на уровне проема, оборудованного завесой, Па; $\rho_{см}$ — плотность смеси воздуха завесы и наружного воздуха при температуре, равной нормируемой, в районе ворот, кг/м³.

Для завес с горизонтальной подачей воздуха $\mu_{пр} = 0{,}25 \div 0{,}3$, $\bar{q} = 0{,}6 \div 0{,}7$.

Расчетная разность давлений составляет, Па:

$$\Delta p = h(\rho_н - \rho_в) g, \qquad (13.8)$$

где $h$ — расстояние по вертикали от центра проема до нейтральной зоны, м; $\rho_н$, $\rho_в$ — плотность наружного воздуха и воздуха помещения, кг/м³.

Для зданий без аэрационных проемов принимается $h = 0{,}5 h_{пр}$, где $h_{пр}$ — высота проема.

Температура воздуха, подаваемого в сопла завесы, определяется по формуле

$$t_{зав} = \frac{t_{см} - t_н}{q\left(1 - \frac{Q'}{Q_{зав}}\right)} + t_н, \qquad (13.9)$$

где $t_{см}$ — температура смеси воздуха, проходящего через открытый проем, она принимается равной нормируемой температуре в районе ворот; $t_н$ — наружная температура для холодного периода по параметрам Б; $Q'/Q_{зав}$ — отношение количества теплоты, теряемой с воздухом, уходящим через открытый проем наружу, $Q'$, к тепловой мощности $Q_{зав}$, определяется по рис. 13.11.

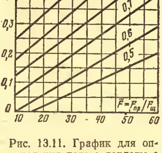



Рис. 13.11. График для определения потерь теплоты с частью струи завесы шиберующего типа, уходящей наружу.

Тепловая мощность калориферов воздушной завесы определяется по формуле

$$Q_{зав} = G_{зав}(t_{зав} - t_{нач}), \qquad (13.10)$$

где $t_{нач}$ — температура воздуха, забираемая вентилятором на завесу (если воздух забирается в районе ворот, то принимают $t_{нач} = t_{см}$).

Ширина щели определяется из соотношения

$$b = F_{пр}/(2\bar{F}_{пр} H_щ), \qquad (13.11)$$

где $\overline{F}_{пр} = F_{пр}/F_{щ}$ — отношение площади проема к площади щелей; обычно $\overline{F}_{пр} = 20 \div 30$; $H_{щ}$ — высота ворот, м.

Скорость выхода воздуха из щели определяется по формуле

$$v_{щ} = G_{зав}/(n b_{щ} H_{щ} \rho_{зав}), \qquad (13.12)$$

где $n$ — число раздающих воздуховодов; при односторонней завесе $n=1$, при двухсторонней $n=2$; $\rho_{зав}$ — плотность воздуха, подаваемого в завесу, кг/м³.

Коэффициент расхода проема $\mu_{пр}$ для завес шиберующего типа приведен в табл. 13.2.

Таблица 13.2

**Значения коэффициента расхода проема $\mu_{пр}$ для завес шиберующего типа**

| Завеса | Относительная площадь | Значения $\mu_{пр}$ для раздвижного (верхняя строка) и распашного (нижняя строка) проемов при относительном расходе воздуха | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
| Боковая | 20 | 0,35<br>0,30 | 0,32<br>0,26 | 0,30<br>0,26 | 0,29<br>0,25 |
| | 30 | 0,31<br>0,27 | 0,29<br>0,25 | 0,29<br>0,25 | 0,29<br>0,25 |
| Нижняя | 20 | 0,40<br>0,34<br>0,35<br>0,31 | 0,35<br>0,30<br>0,30<br>0,26 | 0,30<br>0,28<br>0,27<br>0,24 | 0,28<br>0,25<br>0,24<br>0,21 |

Возможно, что скорость воздуха в завесе $v_{щ}$ окажется выше допустимой (25 м/с), тогда ширину щели следует определять по максимальной скорости:

$$b_{щ} = G_{зав}/(25 n H_{щ} \rho_{зав}). \qquad (13.13)$$

В настоящее время воздушные завесы принимаются по серии 1.494-2, утвержденной Госстроем СССР.

## ГЛАВА ЧЕТЫРНАДЦАТАЯ

# ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

### 14.1. Очистка наружного и рециркуляционного воздуха

Очистка наружного и рециркуляционного воздуха, поступающего в системы вентиляции, необходима в следующих случаях: а) когда запыленность превышает 30% допустимой концентрации, установленной для рабочей зоны данных помещений: б) для систем кондиционирования воздуха; в) для систем вентиляции при наличии особых требований к чистоте воздуха помещений.

Степень очистки воздуха от пыли оценивают коэффициентом эффективности очистки воздуха, %,

$$E = \frac{C_1 - C_2}{C_1} 100, \qquad (14.1)$$

где $C_1$, $C_2$ — концентрация пыли в воздухе до и после очистки, мг/м³.

Наружный и рециркуляционный воздух очищают от пыли в пористых воздушных, масляных и в электрических фильтрах.

Выбор рационального способа очистки приточного воздуха зависит от необходимой эффективности очистки, начальной и конечной концентраций, физических свойств улавливаемой пыли.

По эффективности очистки все фильтры делятся на три класса (табл. 14.1).

Пористые воздушные фильтры применяются двух видов: сухие и смоченные (табл. 14.2.)

Таблица 14.1

**Характеристика основных классов воздушных фильтров**

| Класс фильтров | Размеры эффективно улавливаемых пылевых частиц, мкм | Эффективность очистки наружного воздуха, % |
|---|---|---|
| I | Все | >99 |
| II | 1 | >85 |
| III | 10—50 | >60 |

Принцип работы сухого воздушного фильтра основан на пропускании запыленного воздуха через слой фильтрующего материала, поры которого меньше разме-

Таблица 14.2

Номенклатура воздушных фильтров

| Вид фильтра | Тип фильтров или заполнитель | Наименование фильтров | Способ регенерации фильтров |
|---|---|---|---|
| Смоченные пористые | Металлическая сетка | Самоочищающиеся КТЦ (III класс) | Непрерывная промывка в масле с периодической заменой масла |
| | Набор металлических сеток с ячейками разных размеров | Ячейковые ФяР (III класс) | Промывка в содовом растворе с последующим замасливанием |
| | Винипласт | Ячейковые ФяР (III класс) | То же |
| | Волокнистые | Рулонные ФРУ (III класс) | Смена фильтрующего материала |
| | Упругое стекловолокно | Ячейковые ФяУ (III класс) | То же |
| Сухие пористые | Волокнистые | Рулонные ФРП (III класс) | Пневматическая очистка запыленного материала |
| | Губчатый пенополиуретан | Ячейковые ФяП (III класс) | Смена фильтрующего материала |
| Электрические | Двухзональные промывные | Агрегатные ФЭ (II класс) | Промывка водой, смена противоионного фильтра |

ров частиц пыли. По конструктивному оформлению эти фильтры разделяются на ячейковые и рулонные. На рис. 14.1 показана схема ячейкового фильтра. Ячейка фильтра состоит из квадратной рамы и двух наружных сеток. Пространство между последними заполнено фильтрующим материалом. По достижении определенной запыленности фильтрующий материал заменяют новым.

Смоченные пористые фильтры применяются двух типов — ячейковые и самоочищающиеся.

Ячейковые фильтры типа ФяР, ФяВ перед установкой промасливают минеральным маслом путем погружения в ванну с маслом. В процессе работы требуются периодическая промывка фильтрующих элементов в содовом растворе и последующее замасливание.

Самоочищающиеся масляные фильтры, применяемые в кондиционерах КТ, рассмотрены в § 22.5.

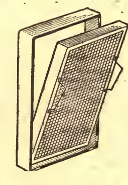


Рис. 14.1. Схема ячейкового фильтра.

Электрические воздушные фильтры относятся к II классу. На рис. 14.2 показана схема двухзонального электрического фильтра. Запыленный воздух первоначально проходит через зону ионизации *1*. Зона имеет вид решетки и собрана из металлических пластин, между которыми натянуты вертикальные коронирующие электроды из тонкой проволоки. К ним подведен от источника питания *2* ток напряжением 13 кВ. В зоне ионизации частицы пыли приобретают электрический заряд. Далее воздух проходит через осадительную камеру *3*. Камера собрана из металлических пластинок, к которым через одну подведено напряжение 6,5 кВ положительного знака. Остальные пластинки промежуточной камеры заземлены; на них осаждаются заряженные частицы пыли.

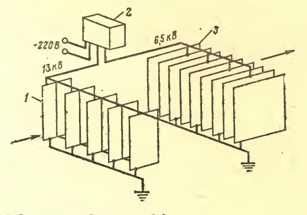



Рис. 14.2. Электрический воздушный фильтр.

## 14.2. Очистка вентиляционных выбросов

Нормами установлено, что предельно допустимая концентрация пыли в очищенных вентиляционных выбросах $C_{ПДК} = 100\ K$. Значение коэффициента $K$ определяется в зависимости от той же пыли в рабочей зоне помещения (табл. 14.3).

Таблица 14.3

Значение коэффициента $K$ для расчета $C_{ПДК}$ в вентиляционных выбросах

| Предельно допустимая концентрация $C_{ПДК}$, мг/м³ | $C_{ПДК}<2$ | $2<C_{ПДК}<4$ | $4<C_{ПДК}<6$ | $6<C_{ПДК}<10$ |
|---|---|---|---|---|
| Коэффициент | 0,3 | 0,6 | 0,8 | 1,0 |

Для очистки вентиляционных выбросов применяют следующие виды пылеуловителей: гравитационные, инерционные, промыватели, тканевые, электрические.

Гравитационный способ очистки основан на осаждении пыли в пылеосадочных камерах под действием силы тяжести. Ввиду громоздкости, малой эффективности и неудобства эксплуатации этот способ мало распространен.

К инерционным пылеуловителям сухого типа относятся получившие наибольшее распространение циклоны НИИОГАЗ серии ЦН-15 (рис. 14.3). По сравнению с другими циклонами они менее подвержены износу, дают достаточный коэффициент эффективности очистки и высокую надежность. Циклон состоит из металлического цилиндра *2*, переходящего внизу в конус. В верхней части по центру цилиндра установлена труба *3* меньшего диаметра для отвода очищенного воздуха. Запыленный воздух подается вверху через патрубок *4* тангенциально со скоростью около 20—25 м/с. Воздух, закручиваясь, проходит по кольцевому сечению до нижнего уровня отводящей трубы, при этом пылевые частицы сепарируются в направлении стенок циклона, где за счет трения теряют свою скорость и стекают по стенке циклона вниз в бункер *1*. Очищенный воздух в закрученном состоянии движется по центральной трубе снизу вверх, поступает в коллектор очищенного воздуха и отводится

из него воздуховодом в атмосферу. Установки комплектуются для увеличения производительности из двух, трех, четырех, шести и восьми циклонов. На рис. 14.4 показана установка из шести циклонов.

Циклоны предназначены для очистки вентиляционных выбросов, содержащих сухую неслипающуюся и

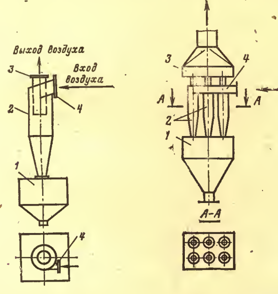



Рис. 14.3. Циклон НИИОГАЗ серии ЦН-15.

Рис. 14.4. Установка из шести циклонов НИИОГАЗ ЦН-15.

*1* — бункер пыли; *2* — циклоны; *3* — сборный коллектор очищенного воздуха; *4*—коллектор запыленного воздуха.

неволокнистую пыль при начальной концентрации до 400 мг/м$^3$.

Пенные газоочистители разработаны Ленинградским технологическим институтом (рис. 14.5). В корпусе газоочистителя установлена перфорированная решетка с площадью перфорации 10—20% сечения аппарата. На решетку без давления подается вода. При скорости воздуха 2—3 м/с вода удерживается динамическим давлением газового потока, не протекая вниз через отверстия решетки. В результате взаимодействия воздушных струй

и слоя воды образуется подвижный слой пены высотой 100—150 мм с развитой поверхностью контакта фаз, при этом твердая фаза (пыль) захватывается пеной, стекающей в устройство слива. Вверху аппарата установлен сепаратор.

Пенный газоочиститель пригоден для очистки от всех пылей, кроме волокнистых, цементирующихся и об-

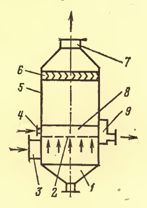



Рис. 14.5. Пенный газоочиститель.

*1* — бункер шлама; *2* — решетка; *3* — подача запыленного воздуха; *4* — подача воды; *5* — корпус; *6* — сепаратор; *7* — отвод очищенного воздуха; *8* — слой пены; *9* — отвод воды.

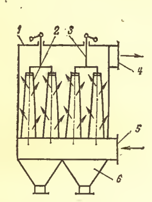



Рис. 14.6. Рукавный фильтр.

*1* — корпус; *2* — фильтрующий рукав; *3* — механизм встряхивания; *4* — очищенный воздух; *5* — коллектор запыленного воздуха; *6* — бункер пыли.

разующих с водой кристаллы, которые засоряют перфорацию. Заводами выпускаются газоочистители с двумя ступенями очистки: в этом случае в аппарате установлено два ряда решеток. В таких аппаратах можно очищать газ с начальной запыленностью до 300 г/м³. Эффективность очистки — до 90%, а при фракциях больше 200 мм доходит до 99%.

Рукавные пылеуловители изготавливаются двух типов: на малую производительность (до 4,2 м³/с) — тип ФВК и на большую — тип РФГ — МС. Схема фильтра показана на рис. 14.6. Фильтрующим элементом служит рукав *2*, верхняя часть которого заглушена. Запыленный воздух проходит через фильтрующую ткань, осаждая пыль на внутренней поверхности рукава, при этом по-

стоянно увеличивается гидравлическое сопротивление и снижается производительность. Очистка рукавов от пыли производится периодическим встряхиванием; отделившаяся пыль падает в бункер. Фильтровальные ткани изготовляются из хлопка, шерсти, капрона, нитрона и лавсана в зависимости от требований к термостойкости и стойкости к кислотной или щелочной среде.

### 14.3. Очистка воздуха от вредных паров и газов

Воздух, содержащий вредные пары и газы, перед выбросом в воздушный бассейн подлежит очистке до концентраций, предусмотренных нормами. Для очистки воздуха от вредных паров и газов применяются два метода: абсорбционный и адсорбционный. По первому методу воздух обрабатывают в скрубберах, пенных аппаратах, оросительных камерах. В качестве абсорбента применяют воду или химически активные жидкости. Значительно реже применяют адсорбционный метод, при котором вредные пары и газы поглощаются твердыми телами (активированный уголь, селикагель). Данный метод связан с необходимостью замены или регенерации адсорбента, что усложняет процесс эксплуатации установки.

Очистка воздуха, содержащего токсичные вредные вещества, относится к специальной отрасли техники (см. [19, 25]).

## ГЛАВА ПЯТНАДЦАТАЯ
## ЗАЩИТА АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫМИ ВЫБРОСАМИ

Рост интенсификации технологических процессов и высокая концентрация промышленных предприятий в населенных пунктах приводят к резкому загрязнению воздушного бассейна. В настоящее время санитарными нормами СН 245-71 установлены предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе. При такой концентрации вредные вещества не воздействуют на человека, не уменьшают прозрачность воздуха, не снижают уровень ультрафиолетовой радиации, не оказывают вредного влияния на растительный и животный мир.

Степень загрязнения атмосферы зависит от многих факторов: количества и физических свойств вредных веществ, поступающих в атмосферный воздух; высоты промышленных зданий; расположения зданий на территории предприятия; высоты выброса; силы и направления ветра; конфигурации источников выбросов и др.

По конфигурации источники выбросов подразделяются на точечные и линейные. К точечным источникам относятся вытяжные шахты и трубы. К линейным источникам выбросов можно отнести аэрационные фонари значительной протяженности, ряд окон, через которые поступают вредные вещества и газы в атмосферу, а также близко расположенные в один ряд крышные вытяжные вентиляторы.

При проектировании вентиляции и кондиционирования воздуха необходимо разрабатывать мероприятия по уменьшению загрязнения атмосферы и определять эффективность разработанных мероприятий по защите воздушного бассейна. Расчетами определяется также степень чистоты приточного воздуха в местах забора на цели вентиляции и кондиционирования воздуха и в аэрационных приточных проемах. Полученные расчеты концентрации не должны превышать значений предельно допустимых концентраций, установленных СН 245-71.

Снижение загрязнения атмосферы воздушными выбросами может быть достигнуто путем:

1) замены технологических процессов, связанных с выделением вредных веществ, на процессы, при которых будет обеспечено отсутствие или уменьшение вредных веществ в вытяжном воздухе;

2) регенерации вредных веществ из воздушных и технологических выбросов;

3) повышения степени очистки воздушных выбросов за счет применения более эффективных устройств;

4) вывода воздушных выбросов на высоту, обеспечивающую их достаточное рассеивание.

В отдельных случаях загрязненный воздух выбрасывается в воздушный бассейн в виде длинного факела, который эжектирует окружающий воздух и создает интенсивное рассеивание выбросов.

При расчете выбросов и загрязнения воздуха, а также при выборе мест для забора приточного воздуха систем вентиляции и кондиционирования воздуха необходимо учитывать возникновение замкнутых, плохо проветрива-

емых циркуляционных зон при обдувании зданий воздушными потоками. В циркуляционных зонах создаются повышенные значения концентрации вредных веществ.

На рис. 15.1, *а* показана единая циркуляционная зона *2*, возникающая для узкого отдельно стоящего здания. Характерным для данной зоны является наличие одной общей замкнутой зоны циркуляции, которая рас-

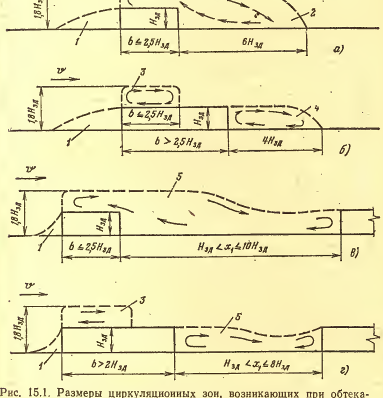



Рис. 15.1. Размеры циркуляционных зон, возникающих при обтекании воздушным потоком зданий.

пространяется над зданием и после него. Для широкого отдельно стоящего здания (рис. 15.1, *б*) возникают две зоны: наветренная циркуляционная зона *3* и заветренная циркуляционная зона *4*. Перед зданием создается зона подпора *1*.

Иная картина возникает для группы зданий. Если первое по потоку воздуха здание узкое (рис. 15.1, *в*), возникает длинная межкорпусная циркуляционная зона *5*. Если первое по потоку здание широкое (рис. 15.1, *г*), то образуются две зоны: наветренная *3* и межкорпусная *5*. Наибольшая высота расположения циркуляционной зоны составляет 1,8 высоты здания.

Источники вредных веществ подразделяются на низкие и высокие. К низким источникам относятся такие, которые загрязняют циркуляционные зоны и входные отверстия (устья) которых расположены ниже определенной высоты $H_{гр}$. К высоким относятся источники, которые не загрязняют циркуляционных зон и устье их находится выше $H_{гр}$.

На основании исследований для узкого отдельно стоящего здания

$$H_{гр} = 0{,}36b + 2{,}5H_{зд},$$

для широкого отдельно стоящего здания

$$H_{гр} = 0{,}36b + 1{,}7H_{зд},$$

где $H_{гр}$ — верхняя граница нижней зоны; $b$ — расстояние от вытяжной трубы, расположенной в площади крыши, до заветренной стены здания; $H_{зд}$ — высота здания; $x_1$ — расстояние между двумя зданиями.

Вопросы исследования и разработки методов расчета концентраций загрязнения низкой зоны выполнены ЦНИИпромзданий и ВЦНИИОТ. Методика расчета загрязнений, создаваемых высокими источниками, приведена в указаниях по расчету рассеивания в атмосфере выбросов промпредприятий СН 396-74. По этим методикам могут быть определены расчетом концентрации выбросов как низкой, так и высокой зоны. Если полученная концентрация выше предельно допустимой, то разрабатывают мероприятия по их снижению.

При определении места забора приточного воздуха рассчитываются концентрации наружного приточного воздуха в месте его забора. Концентрация загрязнений в приточном воздухе не должна превышать 30% ПДК в рабочей зоне.

ГЛАВА ШЕСТНАДЦАТАЯ

# КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

## 16.1. Устройства для забора и удаления воздуха

Воздухозаборные устройства применяются для забора и подвода наружного воздуха к приточной камере. Для этого используются железобетонные (рис. 16.1), кирпичные или металлические шахты с

хорошей тепловой изоляцией. В стенах шахты предусмотрены проемы для установки жалюзийных решеток, после которых монтируются утепленные многостворчатые клапаны. Клапаны предназначены для отключения приточных камер от холодного воздуха на период перерывов в работе.

Забор наружного воздуха выполняется через проемы, расположенные на высоте не менее 2 м от земли.

Устройство выбросов воздуха. Выброс вытяжного воздуха систем вентиляции целесообразно вести так, чтобы содержащиеся в нем вредные вещества не могли попасть в зону забора приточного воздуха. Поэтому вытяжной воздух выбрасывается в воздушный бассейн верхней отметки здания. Конструкции этих устройств выполняются в виде шахт или стальных воздуховодов с тепловой изоляцией.

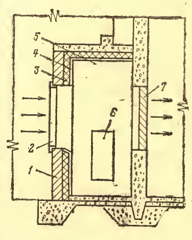


Рис. 16.1. Воздухозаборная шахта.

*1* — кирпичная кладка; *2* — жалюзийная решетка; *3* — полистирольный пенопласт; *4* — штукатурка по стальной сетке; *5* — камера; *6* — герметическая дверь; *7* — проем.

В последнее время для выброса вытяжного воздуха стали применять крышные вентиляторы. С целью защиты от попадания атмосферных осадков и птиц шахты снабжаются зонтами из стали или пластмасс. Расстояние от устья шахты до низа зонта принимают равным эквивалентному диаметру сечения шахт, ширину зонта — удвоенной ширине шахты. Скорость воздуха в вытяжных шахтах принимается в пределах 1,5—8 м/с. Принимать скорость менее 1,5 м/с не следует во избежание задувания ветром.

Если над крышей требуется установить на одном уровне шахту выброса и шахту забора свежего воздуха, то расстояние между ними должно быть не менее десяти эквивалентных диаметров вытяжной трубы, но не менее 20 м.

Если расстояние между шахтой забора наружного воздуха и вытяжной шахтой меньше 10 м, то вытяжная шахта должна быть не менее чем на 2 м выше шахты забора наружного воздуха.

## 16.2. Воздуховоды и воздухораспределители

Воздуховоды вентиляционных систем предназначены для распределения приточного и для удаления вытяжного воздуха.

Наибольшее распространение в вентиляционной технике получили металлические воздуховоды, изготовляемые из тонколистовой, оцинкованной или из малоуглеродистой кровельной стали. Находят применение и другие стали в зависимости от агрессивности воздушной среды, проходящей по вытяжным воздуховодам.

СНиП II-33-75 рекомендуют преимущественное применение металлических воздуховодов круглого сечения, поскольку они более технологичны при изготовлении, менее металлоемки, менее трудоемки и имеют большую механическую прочность по сравнению с прямоугольными.

Диаметры металлических воздуховодов круглого и прямоугольного сечения и размеры фасонных частей к ним (отводы, тройники, переходы и др.) стандартизированы.

Кроме металлических воздуховодов в вентиляционной технике находят применение воздуховоды из синтетических материалов, наиболее стойких к агрессивным средам: из стеклопластика, стеклоткани, винипласта, полиэтилена и др. Очень удобны гибкие воздуховоды из стеклоткани для присоединения к вентиляторам и другим элементам.

В промышленных предприятиях для подачи свежего воздуха находят применения также каналы, выполненные из бетона, железобетона, асбоцемента, шлакобетона, шлакогипса и др. Выбор материала и конструкции канала определяется температурой воздуха, его влажностью, агрессивностью, максимальной индустриализацией заготовительно-монтажных работ и требованиями эстетики.

Асбоцементные воздуховоды (короба) имеют некоторые преимущества перед стальными: более долговечны, стенки не корродируются, допускают высокую влажность транспортируемого воздуха (до 75%).

Для агрессивных сред изготовляют воздуховоды из ставнила — из стальной холоднотянутой ленты, покрытой с одной или двух сторон полихлорвиниловой пленкой.

Регулирование и отключение отдельных участков воздуховодов и систем выполняются при помощи клапанов и шиберов, устанавливаемых в воздуховодах.



Рис. 16.2. Эжекционный воздухораспределитель.

1 — корпус; 2 — фланец; 3 — закручиватель.

**Воздухораспределители.** Воздухораспределители необходимы для распределения приточного воздуха в рабочую зону. Главными характеристиками воздухораспределителя являются направление, длина факела струи, удобство регулировки, небольшое гидравлическое сопротивление, уровень шума, не превышающий норму для данного помещения. Для систем приточной вентиляции разработаны нормализованные конструкции воздухораспределителей различных типов и различной производительности.

В настоящее время получают широкое распространение возду-

хораспределители эжекционного типа (рис. 16.2) для подачи больших объемов воздуха непосредственно в рабочую зону помещений, имеющих значительные избытки теплоты.

На вертикальной панели корпуса *1* с шагом 100 мм установлены закручиватели *3* диаметром 75 мм. Воздух выходит из панели в виде многих закрученных приточных факелов, что способствует быстрому затуханию скорости потока. Подача на 1 м² площади панели составляет 0,8—3,3 м³/с (3—12 тыс. м³/ч).

Панельный воздухораспределитель типа ВПП (рис. 16.3) устанавливается на полу с «затоплением» рабочей зоны приточным воз-

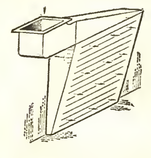


Рис. 16.3. Панельный воздухораспределитель типа ВПП.

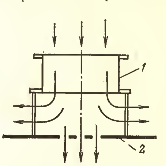


Рис. 16.4. Потолочный воздухораспределитель двухструйный (плафон).

*1* — горловина; *2* — диск с перфорацией.

духом. Панель выхода приточного воздуха выполняется полочной или перфорированной. В последнем случае значительно повышается равномерность выпуска воздуха по высоте. Заводами изготовляется шесть типоразмеров воздухораспределителей на производительность от 1,5 до 6 м³/с (5400—21 600 м³/ч). Эти воздухораспределители применяются для раздачи воздуха по схеме, приведенной на рис. 11.6, *д*.

Потолочные воздухораспределители (плафоны) изготовляются нескольких типов. На рис. 16.4 показан круглый воздухораспределитель с перфорированным диском, устанавливаемый на открыто проложенных воздуховодах. В плафоне приточный воздух разделяется на два потока: один выходит из плафона веерообразно в горизонтальном направлении, другой проходит через перфорацию диска вертикально вниз.

Перфорированные панели и потолки применяются в помещениях небольшой высоты (до 5 м) для обеспечения небольших скоростей движения воздуха в рабочей зоне при большой кратности воздухообмена. Хорошую равномерность распределения приточного воздуха можно получить, применяя перфорацию с шагом отверстий $t > 3d$, что составляет 9% полной площади. Скорость выхода воздуха из отверстий рекомендуется принимать около 4 м/с.

Перфорированные круглые воздуховоды (рис. 16.5) имеют на стороне раздачи воздуха перфорацию в форме отогнутых языков, выполненных штамповкой. За счет того, что языки отогнуты внутрь

воздуховода, струя воздуха, встречая на своем пути язык, изменяет направление, проходит перфорацию, выходит из воздуховода тонкими струями и направляется вниз. Количество отверстий перфорации по дуге воздуховода составляет 6—12 в зависимости от диаметра приточного воздуховода. Заводы поставляют воздухово-

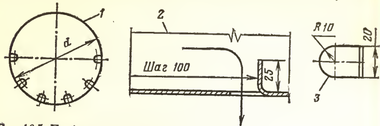



Рис. 16.5. Перфорированный круглый воздуховод.
1 — воздуховод; 2 — узел; 3 — язык.

ды 15 типоразмеров: с $d$ от 280 до 800 мм. Воздух распределяется по схеме на рис. 11.6, г. Перфорация может быть выполнена также и на воздуховоде прямоугольного сечения.

## 16.3. Типовые приточные камеры

Переход монтажных организаций на индустриальный метод монтажа систем вентиляции потребовал от заводов — изготовителей вентиляционного оборудования изготовления стандартных элементов вентиляции. Поэтому приточные камеры изготовляются в типовом исполнении на подачу приточного воздуха от 0,41 до 33,5 м³/с (1500—120 000 м³/ч) (рис. 16.6). Все приточные камеры монтируются из унифицированных секций.

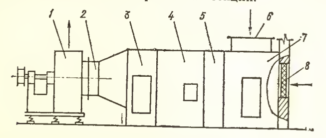



Рис. 16.6. Приточная вентиляционная камера.
1 — вентиляционный агрегат; 2 — мягкая проставка; 3 — соединительная секция; 4 — оросительная секция; 5 — калориферная секция; 6 — патрубок рециркуляции; 7 — приемная камера; 8 — утепленные клапаны.

Конструкция приточной камеры дает возможность работать по трем режимам: прямоточному, с рециркуляцией и режиму дежурного отопления. При прямоточном режиме в камере обрабатывается только наружный воздух, при рециркуляционном — смесь наружного и рециркуляционного. При режиме дежурного отопления в камеру поступает на подогрев только рециркуляционный воздух, который после подогрева вновь подается в помещение.

### 16.4. Калориферы

В установках вентиляции и кондиционирования воздуха для нагревания воздуха применяются калориферы различных моделей. Для всех калориферов характерным является наличие оребрения на стороне прохода воздуха. В качестве теплоносителя применяются горячая вода и пар. Предпочтительнее применять горячую воду, что дает возможность более точной регулировки температуры подогрева воздуха.

Поверхность нагрева калорифера определяется по выражению

$$F = Q/(k\Delta t), \tag{16.1}$$

где $Q$ — тепловая мощность калорифера, Вт; $k$ — коэффициент теплопередачи, Вт/(м$^2$·К); $\Delta t$ — расчетная разность температур, К.

Коэффициент теплопередачи зависит от вида теплоносителя, массовой скорости движения воздуха и конструктивных особенностей калорифера.

При теплоносителе воде

$$k = B(v\rho)^n w^p. \tag{16.2}$$

При теплоносителе паре

$$k = A(v\rho)^m, \tag{16.3}$$

где $B$, $A$, $n$, $p$, $m$ — опытные величины, зависящие от модели калорифера [11, 19]; $v$ — скорость воздуха, м/с; $\rho$ — плотность воздуха, кг/м$^3$; $w$ — скорость воды в трубках, м/с.

Гидравлическое сопротивление калорифера $\Delta p$, Па, со стороны воздуха определяется по формуле

$$\Delta p = b(v\rho)^q, \tag{16.4}$$

где $b$, $q$ — опытные коэффициенты.

Разность температур $\Delta t$:

при теплоносителе воде

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_{в1} + t_{в2}}{2}, \qquad (16.5)$$

при теплоносителе паре

$$\Delta t = t_п - \frac{t_{в1} + t_{в2}}{2}, \qquad (16.6)$$

где $\tau_1$, $\tau_2$ — температура воды на входе и выходе; $t_{в1}$, $t_{в2}$ — температура воздуха до и после подогрева.

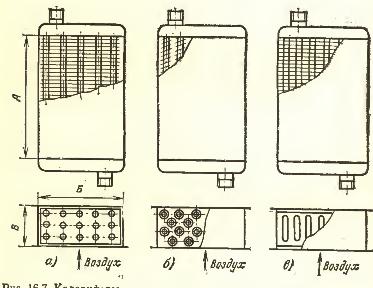



Рис. 16.7. Калориферы.

*а* — оребренные сплошными пластинами на круглых трубках; *б* — оребренные навивной лентой; *в* — оребренные сплошными пластинами на плоских трубках.

Промышленность выпускает калориферы следующих типов: КСк-3; КСк-4 — биметаллические со спирально-накатным оребрением (рис. 16.7, *б*), КВС, КВБ — пластинчатые многоходовые.

Массовую скорость ($v\rho$) рекомендуется принимать в пределах 8—11 кг/(м$^2$·с).

При расчете калориферов исходными данными являются обычно расход воздуха $G$, кг/с, тепловая нагрузка

$Q$, Вт, вид греющего теплоносителя. Для принятой модели калорифера и массовой скорости определяется площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха по формуле

$$f_в = G/(v\rho). \quad (16.7)$$

По значению $f_в$ подбираются номер (типоразмер) и число параллельно и последовательно установленных калориферов и определяется фактическая массовая скорость в калориферах*:

$$(v\rho) = G/f_в. \quad (16.8)$$

Скорость воды в трубках калорифера $w$, м/с,

$$w = G_{воды}/(\rho_{воды} f_{тр}), \quad (16.9)$$

где $f_{тр}$ — сечение трубок калорифера, м$^2$; $\rho_{воды}$ — плотность воды, кг/м$^3$; $G_{воды}$ — расход воды, кг/с:

$$G_{воды} = \frac{Q}{1000\,(\tau_1 - \tau_2)\,cn}; \quad (16.10)$$

$\tau_1$, $\tau_2$ — температура воды до и после калорифера, К; $c$ — темпоемкость воды, кДж/(кг·К); $n$ — число калориферов.

По скорости воды $w$ и массовой скорости воздуха по таблицам справочника [19] или по формулам определяются коэффициент теплопередачи $k$ и необходимая поверхность нагрева калориферной установки.

## ГЛАВА СЕМНАДЦАТАЯ

## АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

В задачу аэродинамического расчета воздуховодов входят определение поперечных сечений воздуховодов и расчет потерь давления в сети. Площади поперечных сечений отдельных участков воздуховода определяются по уравнению неразрывности, м$^2$,

$$F = L/v, \quad (17.1)$$

где $L$ — расход воздуха на участке, м$^3$/с; $v$ — скорость воздуха, м/с.

Расчетная скорость воздуха для магистральных воздуховодов принимается около 6—12 м/с, для ответвле-

* При теплоносителе воде рекомендуется преимущественно последовательная (по воде) установка калориферов.

ний — не более 8 м/с,

$$L = G/\rho, \qquad (17.2)$$

где $G$ — расход сухого воздуха, кг/с; $\rho$ — плотность воздуха, кг/м$^3$.

По площади поперечного сечения определяются размеры стандартного воздуховода, для круглого — диаметр $d$, для прямоугольного — размеры сторон $a \times b$.

При перемещении засоренного воздуха, а также в воздуховодах пневматического транспорта скорость воздуха принимается больше скорости витания, чтобы не было оседания в воздуховодах включенных в воздух частиц твердой фазы.

Потеря давления в воздуховоде $\Delta p$ равна сумме потерь давлений на преодоление сопротивлений трения $\Delta p_{тр}$ и местных сопротивлений $\Delta p_{м.с}$, Па:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м.с}. \qquad (17.3)$$

Потеря на трение в круглом воздуховоде, Па,

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho = Rl, \qquad (17.4)$$

где

$$R = \frac{\lambda}{d} \frac{v}{2} \rho; \qquad (17.5)$$

$l$ — длина воздуховода, м; $d$ — диаметр, м; $v$ — скорость воздуха, м/с; $\lambda$ — коэффициент сопротивления трению; $R$ — удельная потеря давления на трение, Па.

Для определения $\lambda$ можно принять формулу А. Д. Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11 \left( \frac{K}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}} \right)^{0,25}, \qquad (17.6)$$

где $K$ — абсолютная шероховатость, мм (для технически гладких труб $K=0{,}1$ мм); $d$ — диаметр, мм; Re — число Рейнольдса.

Потери давления на местные сопротивления, Па,

$$\Delta p_{м.с} = \Sigma\zeta \frac{v^2}{2} \rho, \qquad (17.7)$$

где $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

В воздуховодах встречаются различные местные сопротивления — отводы, тройники, запорно-регулирующие устройства, входные и выходные устройства и т. п. Ко-

эффициенты местных сопротивлений устанавливаются опытным путем и приводятся в справочниках.

В целях сокращения вычислительной работы для определения $\Delta p_{тр}$ и $\Delta p_{м.с}$ составлены таблицы и номограммы, в которых потери давления даются в функции расхода воздуха, скорости и других факторов [19].

Таблицы и номограммы обычно составлены для круглых воздуховодов. Для воздуховодов прямоугольной формы в формулах (17.4), (17.6) вместо диаметров $d$ подставляется эквивалентный диаметр $d_{экв}$, который определяется по формуле

$$d_{экв} = U/4F = (a + b)/2a, \qquad (17.8)$$

где $U$ — периметр сечения воздуховода, м; $F$ — площадь сечения воздуховода, м$^2$; $a \times b$ — стороны сечения воздуховода, м.

Для выполнения расчета составляется схема воздуховодов с обозначением расходов, длин и местных сопротивлений.

Существует несколько методов расчета воздуховодов. Чаще используется метод удельной потери давления на 1 м длины. На расчетной схеме (рис. 17.1) выбирается

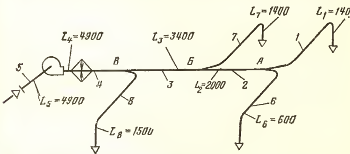



Рис. 17.1. Схема приточных воздуховодов.

расчетная магистраль, за которую принимается ветвь сети, дающая наибольшую потерю давления, т. е. ветвь наиболее протяженная, с большими расходами воздуха и большим числом местных сопротивлений. Вся ветвь разбивается на участки. Участком называется часть воздуховода, в котором сохраняется один и тот же расход воздуха. Участки сети, не входящие в магистраль, называются ответвлениями. Обычно сначала нумеруются участки магистрали, а затем ответвления. Скорость воз-

духа на отдельных участках выбирается таким образом, чтобы она увеличивалась по пути к вентилятору. Исходные данные и результаты расчета заносятся в таблицу. Расчет выполняется в следующей последовательности.

1. В таблицу заносятся расходы воздуха, длины участков и принятые значения скоростей.

2. По расходу и скорости определяются сечение и размеры воздуховодов.

3. По номограммам или таблицам находятся значения удельной потери на трение $R$, Па/м, и потери на трение по участкам $Rl$, Па.

4. Для каждого участка оценивается сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$ и определяются потери на местное сопротивление.

5. Определяются суммарная потеря давления на всех участках магистрали, а также потери давления в отдельных узлах, в которых имеется разветвление воздуховода.

6. Рассчитываются ответвления. При расчете необходимо учитывать, что потеря давления в ответвлении должна быть равна потери давления по магистрали в месте присоединения данного ответвления к магистрали. Если сопротивление ответвления окажется меньшим, тогда через ответвление расход воздуха будет больше расчетного, и наоборот. Это явление недопустимо, так как при нем будет иметь место перераспределение расходов во всех участках и нарушение воздухоснабжения отдельных рабочих мест. Если потеря давления на ответвлении больше или меньше на 10%, чем давление в узле расчетной магистрали, необходимо ответвление пересчитать. В отдельных случаях для участков, расположенных ближе к вентилятору, давление в узлах может быть настолько большим, что сопротивления в ответвлениях не могут быть равными этим давлениям. Тогда в ответвления приходится ставить дополнительные местные сопротивления в виде диафрагм.

7. По таблицам или характеристикам выбирается вентилятор для перемещения воздуха. Исходными данными для выбора вентилятора являются суммарный расход воздуха в сети $L$, м³/с; суммарная потеря давления $\Delta p$, Па, и температура воздуха $t$, °C. Выбор вентилятора производится на расчетный расход с учетом подсосов или утечек:

$$L_{\text{р}} = 1{,}1L. \qquad (17.9)$$

Давление, создаваемое вентилятором, должно быть равно расчетному сопротивлению сети. Так как характеристики вентиляторов составлены при плотности воздуха $\rho=1{,}2$ кг/м³, $p_а=0{,}103$ МПа, $t=20°$ С, $\varphi=50\%$, необходимо расчетное сопротивление сети привести к условиям характеристики:

$$\Delta p_р = \Delta p K_р; \qquad (17.10)$$

$$K_р = \frac{273{,}1+t}{293{,}1}\,\frac{0{,}103}{p_б}, \qquad (17.11)$$

где $p_б$ — фактическое барометрическое давление, МПа.

Мощность, потребляемая на валу вентилятора,

$$N_{дв} = \frac{L\Delta p_р}{1000\eta}, \qquad (17.12)$$

где $\eta$ — КПД вентилятора из характеристик по справочнику [19].

При выборе электродвигателя необходимо стремиться к тому, чтобы вентилятор и электродвигатель находились на одном валу или соединялись через муфту. Возможно соединение и через клиноременную передачу. В этом случае мощность на валу электродвигателя

$$N_{дв} = \frac{L_р\,\Delta p_р}{1000\eta\eta_п}, \qquad (17.13)$$

где $\eta_п$ — КПД передачи.

Тип и мощность электродвигателя выбираются по каталогам.

**Пример.** Рассчитать систему приточных воздуховодов, показанную на рис. 17.1. Расходы воздуха у потребителей заданы. Воздуховоды круглые, стальные, нормируемых размеров. Параметры приточного воздуха (теплый период года): $t_п=20°$ С, $d_п=10$ г/кг, $\rho_п=1{,}2$ кг/м³.

Принимаем расчетную магистраль: участки *1—5* и ответвления *6—8*. Принимаем скорость воздуха в пределах 6—9 м/с и определяем диаметры воздуховодов, после чего округляем их до стандартных и уточняем затем скорость. Результаты расчетов приведены в табл. 17.1.

По таблицам справочника [19] определяем удельную потерю на трение $R$, Па/м, и потерю давления на трение на участках $Rl$. Определяем потери давления на местные сопротивления участков.

Участок 1. Местные сопротивления участка: воздухораспределитель, два отвода, тройник. По таблицам [19] сумма коэффициентов местных сопротивлений участка

$$\Sigma\zeta = 1{,}6 + 2\cdot 1{,}1 + 0{,}55 = 4{,}35.$$

Потеря давления на местные сопротивления

$$\Delta p_{м.с} = \Sigma\zeta\frac{v^2}{2}\rho = 4{,}35\cdot 24{,}3 = 105 \text{ Па}.$$

**Расчетная таблица сети**

| Участкн | Количество воздуха, м³/ч | Длина $l$, м | Скорость $v$, м/с | Диаметр воздуховода $d$, мм | Потери давления на трение, Па | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | на 1 м $R$ | на всем участке $Rl$ |
| | | | | | | Главная |
| 1 | 1400 | 8 | 6,3 | 280 | 1,67 | 13,4 |
| 2 | 2000 | 6 | 7,1 | 315 | 1,79 | 10,7 |
| 3 | 3400 | 6 | 7,5 | 400 | 1,48 | 8,9 |
| 4 | 4900 | 8 | 8,6 | 450 | 1,61 | 12,9 |
| 5 | 4900 | 8 | 8,6 | 450 | 1,61 | 12,9 |
| | | | | | | Ответв |
| 6 | 600 | 6 | 6,5 | 180 | 3,07 | 18,4 |
| 7 | 1400 | 8 | 6,3 | 280 | 1,67 | 13,4 |
| 8 | 1500 | 8 | 6,8 | 280 | 1,92 | 15,4 |

Примечанне. Невязка потерн давления: на участке *6* 121,6—119,1=184,4—134,3=50,1 Па, нли 27,2%; избыток давленнй на участках *7* и *8* необхо-

Участок 2. На участке имеется одии тройинк с коэффициентом местного сопротнвлеиия $\zeta=0{,}7$;

$$\Delta p_{\text{м.с}} = 0{,}7 \cdot 30{,}8 = 21{,}6 \text{ Па}.$$

Участок 3. На участке одии тройиик; $\zeta=0{,}7$;

$$\Delta p_{\text{м.с}} = 0{,}7 \cdot 34{,}4 = 24{,}1 \text{ Па}.$$

Участок 4. На участке имеются местные сопротивлеиия: переход от воздуховода к калориферу и от калорифера к воздуховоду.

Предварительио к устаиовке принимаем центробежный вентилятор Ц4-70 № 5, диаметр всасывающего патрубка 500 мм, сечеиие иагиетательиого патрубка 350×350 мм. На участке устаиовлеи калорифер КВБ-7 с поверхиостью нагрева 30,4 м², площадь живого сечения по воздуху 0,354 м², размеры присоедиинительных флаицев 860×720 мм.

Скорость воздуха в живом сечении калорнфера

$$v = \frac{4900}{3600 \cdot 0{,}354} = 3{,}85 \text{ м/с}.$$

Скорость в сеченин присоедииения к калориферу

$$v = \frac{4900}{3600 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}72} = 2{,}2 \text{ м/с}.$$

Массовая скорость в живом сечеиин калорифера

$$v\rho = 3{,}85 \cdot 1{,}2 = 4{,}6 \text{ кг/(м}^2\text{·с)}.$$

Для $v\rho=4{,}6$ для КВБ-7 потеря давления [19] составит:

$$\Delta p_{\text{к}} = 2{,}3 \cdot 9{,}81 = 22{,}5 \text{ Па}.$$

Таблица 17.1

воздуховодов общего назначения

| Скоростное давление $\frac{v^2}{2}\rho$, Па | Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$ | Потеря давления на местных сопротивлениях $\Delta p_{м.с}$, Па | Общие потери давления на участке $\Sigma\Delta p$, Па | Суммарные потери давления на участках от начала сети, Па |
|---|---|---|---|---|
| магистраль | | | | |
| 24,3 | 4,35 | 105,7 | 119,1 | 119,1 |
| 30,8 | 0,70 | 21,6 | 32,3 | 151,4 |
| 34,4 | 0,70 | 24,1 | 33,3 | 184,4 |
| 45,2 | — | 31,6 | 44,5 | 228,9 |
| 45,2 | — | 15,7 | 41,5 | 270,4 |
| ления | | | | |
| 25,8 | 4,0 | 103,2 | 121,6 | — |
| 24,3 | 4,2 | 102,1 | 115,5 | — |
| 28,3 | 4,2 | 118,9 | 134,3 | — |

=2,5 Па, или 20%; на участке 7 151,4—115,5=35,9 Па, или 23,7%; на участке *8* димо погасить диафрагмой.

Приняв длину диффузора и конфузора равной 1 м, получим потерю давления:

$$\Delta p = 2\zeta \frac{v^2}{2}\rho = 2\cdot 0,1\cdot 45,2 = 9,1 \text{ Па}.$$

Суммарная потеря давления на участке

$$\Delta p_4 = 22,5 + 9,1 = 31,6 \text{ Па}.$$

Участок 5. На участке имеется переход с круглого ($d$ = 500 мм) на прямоугольное сечение 1000×600 мм; $\zeta = 0,2$;

$$\Delta p_5 = 0,2\cdot 45,2 = 9,1 \text{ Па}.$$

Потеря давления в жалюзийной решетке при скорости 2,27 м/с

$$\Delta p = \zeta \frac{v^2}{2}\rho = 2,2\frac{2,27^2}{2}1,2 = 6,6 \text{ Па}.$$

Сумма потерь давления на участке

$$\Sigma\Delta p_5 = 9,1 + 6,6 = 15,7 \text{ Па}.$$

Потери давления в ответвлениях рассчитывают аналогично.

Участок 7. Исходные данные к расчету диафрагмы: диаметр воздуховода 280 мм, скоростное давление 24,3 Па.

Определяем коэффициент местного сопротивления для погашения давления 35,9 Па:

$$\zeta = 35,9/24,3 = 1,48.$$

По табл. 12.51 [19] определяем диаметр отверстия диафрагмы — 225 мм. Аналогично определяем диаметр диафрагмы участка *8* — 219 мм.

# Часть четвертая
# КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

## ГЛАВА ВОСЕМНАДЦАТАЯ
## ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

### 18.1. Задачи кондиционирования воздуха

Под кондиционированием воздуха понимают создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях и сооружениях следующих качеств (кондиций) воздушной среды: температуры, влажности, давления, чистоты, газового и ионного состава, наличия запахов и скорости движения воздуха.

Обычно в общественных и промышленных зданиях требуется поддержание лишь части упомянутых кондиций.

Комплекс технических средств, осуществляющих требуемую обработку воздуха (фильтрацию, подогрев, охлаждение, осушку и увлажнение), транспортирование его и распределение в обслуживаемых помещениях, устройства для глушения шума, вызываемого работой оборудования, источники тепло- и хладоснабжения, средства автоматического регулирования контроля и управления, а также вспомогательное оборудование составляют систему кондиционирования воздуха (СКВ).

Устройство, в котором осуществляются требуемая тепловлажностная обработка воздуха и его очистка, называется установкой кондиционирования воздуха (УКВ) или кондиционером. Установки кондиционирования воздуха обеспечивают в помещениях необходимый микроклимат для создания условий комфорта и нормального протекания технологического процесса. Кондиционеры бывают автономные и неавтономные.

*Автономные кондиционеры* характеризуются наличием источников теплоты и холода. Обычно это электрокалориферы и холодильные машины. Извне должны быть подведены электроэнергия для привода компрессора, вентилятора и работы электрокалорифера, а также вода в конденсатор холодильной машины.

*Неавтономные кондиционеры* требуют для работы подачи извне: электроэнергии (привод насосов и вентилятора), теплоносителя и хладоносителя (нагрев и охлаждение обрабатываемого воздуха).

### 18.2. Санитарно-гигиенические и технологические основы кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования воздуха, предназначенные для создания воздушной среды, наиболее благоприятной для труда и отдыха человека, носят название комфортных. Человеческий организм в процессе жизнедеятельности выделяет теплоту, влагу, углекислоту, вредные органические вещества. Все эти выделения должны быть удалены из помещения вместе с загрязненным воздухом.

Санитарно-гигиенические требования к комфортному кондиционированию заключаются в поддержании заданных температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, разности между температурами воздуха в помещении и приточного, уровня шума в помещениях, создаваемого работой оборудования СКВ.

Технологические системы кондиционирования обеспечивают создание воздушной среды, благоприятствующей успешному протеканию технологического процесса. Нормальное ведение последнего невозможно без поддержания требуемой температуры, влажности, чистоты и скорости движения воздуха в таких отраслях промышленности, как текстильная, химическая, точное машиностроение, электронная, оптическое производство, вычислительные центры ЭВМ и др. Так, при изготовлении прецизионных измерительных приборов в машиностроении требуется поддержание постоянной температуры воздуха с точностью до десятых и даже сотых долей, °С.

В производственных помещениях, где люди находятся длительное время, технологическое кондиционирование воздуха осуществляется с учетом санитарно-технических требований.

## 18.3. Классификация систем кондиционирования воздуха

Установившейся классификации систем кондиционирования воздуха не существует. В [1, 6] указывается, по каким признакам можно провести классификацию СКВ. Согласно этим признакам СКВ подразделяются:

1) по назначению — на комфортные и технологические, а также технологически-комфортные в помещениях с длительным пребыванием обслуживающего персонала. Характеристику этих систем см. выше;

2) по режиму работы — на круглогодичные, поддерживающие требуемые параметры воздуха в течение всего года, и сезонные, осуществляющие для холодного периода нагрев и увлажнение воздуха, а для теплого периода — охлаждение и осушку воздуха;

3) по характеру связи с обслуживаемым помещением — на центральные и местные. В центральных СКВ кондиционеры устанавливаются вне обслуживаемых объектов. Системы предназначены для создания микроклимата в одном большом или нескольких мелких помещениях. В местных системах кондиционеры расположены и создают заданные условия воздушной среды в небольших помещениях. Возможна установка местных кондиционеров на рабочих местах производственных цехов; в этом случае кондиционеры создают нужный микроклимат только в части объема помещения (в зонах обслуживания);

4) по схеме обработки воздуха — на прямоточные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах лишь наружного воздуха, и рециркуляционные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах смеси наружного и рециркуляционного воздуха;

5) по давлению $\Delta p$, развиваемому вентилятором, — на системы низкого ($\Delta p < 1{,}0$ кПа), среднего ($1{,}0 \leqslant \Delta p \leqslant 3{,}0$ кПа) и высокого давления ($\Delta p > 3{,}0$ кПа);

6) по производительности* — от 10 до 250 тыс. м$^3$/ч (центральные) и от 0,5 до 18 тыс. м$^3$/ч (местные);

7) по способам обслуживания помещений с различными параметрами воздуха и тепловлажностными режимами — на однозональные и многозональные. В многозональных СКВ подача воздуха в помещении осуществляется по однотрубной или двухтрубной схемам с применением местных доводчиков и смесителей;

8) по степени обеспечения требуемых параметров воздуха в обслуживаемом помещении в течение всего года. Расчетные параметры наружного воздуха для СКВ выбираются в зависимости от климатических условий местности и назначения кондиционируемого помещения.

---

* Выпускаются отечественной промышленностью.

## ГЛАВА ДЕВЯТНАДЦАТАЯ

# ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ

## 19.1. Уравнение теплообмена между воздухом и водой при непосредственном контакте

При тепловлажностной обработке воздуха в СКВ большое распространение получили аппараты контактного типа. К ним относятся форсуночные камеры, орошаемые насадки, сорбционные установки.

В летний период кондиционируемый воздух обычно требуется охлаждать, осушать и подогревать, а в зимний — нагревать и увлажнять.

В аппаратах контактного типа процессы тепло- и влагообмена определяются конвекцией, теплопроводностью и диффузией, причем движущей силой теплообмена служит разность температур и массообмена — разность парциальных давлений водяных паров. Изменение параметров воздуха (температуры, влажности) при непосредственном контакте его с водой будет зависить от температуры последней, причем обычно процесс теплообмена сопровождается и массообменом.

В общем случае полное количество теплоты $Q_п$, кВт/м², обмениваемое между воздухом и водой, отнесенное к единице поверхности контакта,

$$Q_п = Q_я + Q_с = \alpha (t_в - t_п) F + rW, \qquad (19.1)$$

где $Q_я$, $Q_с$ — количества явной и скрытой теплоты, кВт; $\alpha$ — коэффициент теплообмена, кВт/(м²·К); $F$ — поверхность контакта между воздухом и водой, м²; $t_в$ — температура окружающего воздуха, °С; $t_п$ — температура поверхности воды, °С; $W$ — количество влаги, обмениваемой между воздухом и поверхностью воды, кг/(м²·с); $r = 2500 - 2{,}38\ t_п$ — теплота испарения воды при $t_п$, кДж/кг.

Выражение (10.1) относится к случаю направления потока теплоты от окружающего воздуха к поверхности воды.

Величина $W$ определяется уравнением

$$W = \beta (p_в - p_п) F, \qquad (19.2)$$

где $\beta$ — коэффициент влагообмена (испарения), кг/(с·Н); $p_в$, $p_п$ — парциальные давления пара в основной массе воздуха и пограничном слое у поверхности воды, Н/м².

Для сравнительно низких температур, в области которых работают установки кондиционирования воздуха, с некоторым приближением допустимо следующее равенство:

$$\frac{p_в - p_п}{d_в - d_п} 10^3 = m \approx \text{const}, \text{ или } p_в - p_п = m (d_в - d_п) \cdot 10^{-3},$$

где $d_в$, $d_п$ — соответственно влагосодержание в основной массе воздуха и в пограничном слое, т. е. при температуре поверхности воды и полном насыщении воздуха водяными парами.

Подставив полученное выражение $p_в - p_п$ в уравнение (19.2), будем иметь:

$$W = m\beta (d_в - d_п) \cdot 10^{-3} F = \beta' (d_в - d_п) \cdot 10^{-3} F. \qquad (19.3)$$

Здесь $\beta' = m\beta = \beta \dfrac{p_в - p_п}{d_в - d_п} 10^3$; $d_в$ и $d_п$ выражены в г/кг.

Таким образом, выражение (19.1) запишем так:

$$Q_п = [\alpha (t_в - t_п) + r\beta' (d_в - d_п)\cdot 10^{-3}] F =$$

$$= \beta' \left[\frac{\alpha}{\beta'} (t_в - t_п) + r(d_в - d_п)\cdot 10^{-3}\right] F. \qquad (19.4)$$

Согласно исследованиям, проведенным Льюисом [13], $\alpha \approx \beta' \approx c'$, где $c'$ — теплоемкость влажного воздуха, равная $1{,}005+1{,}806 \times (d/1000)$, кДж/(кг·К). Далее подставим в формулу (19.4) числовые значения $c'$ и $r$, тогда

$$Q_п = \beta' [c' (t_в - t_п) + r (d_в - d_п)\cdot 10^{-3}] F = \beta' \left[\left(1{,}005 + 1{,}806\frac{d}{1000}\right)\times\right.$$

$$\left.\times (t_в - t_п) + (2500 - 2{,}38 t_п) \frac{d_в - d_п}{1000}\right] F.$$

После соответствующих преобразований получаем:

$$Q_п = \beta' \left[\left(1{,}005 t_в + 1{,}806 t_в \frac{d_в}{1000} + 2500 \frac{d_в}{1000}\right) - \right.$$

$$\left. - \left(1{,}005 t_п + 1{,}806 t_п \frac{d_п}{1000} + 2500 \frac{d_п}{1000}\right) - 2{,}38 t_п \frac{d_в - d_п}{1000}\right] F. \qquad (19.5)$$

Выражения, находящиеся в круглых скобках уравнения, представляют собой энтальпии воздуха $I_в$ и $I_п$ до и после контакта его с водой. Энтальпия $I_п$ соответствует температуре поверхности воды $t_п$ и состоянию полного насыщения воздуха. Следовательно, можно записать

$$Q_п = \beta' \left[(I_в - I_п) - 2{,}38 t_п \frac{d_в - d_п}{1000}\right] F. \qquad (19.6)$$

Величина $2{,}38\ t_п \dfrac{d_в - d_п}{1000}$ значительно меньше разности энтальпий $I_в$—$I_п$ (менее 1%), и ею можно пренебречь, поэтому уравнение (19.6) запишем так:

$$Q_п = \beta' (I_в - I_п) F. \qquad (19.7)$$

Дифференциальное уравнение обмена тепловой энергией между воздухом и водой имеет следующий вид:

$$dQ_п = G_в\, dI = \beta' (I_в - I_п)\, dF. \qquad (19.8)$$

Из уравнений (19,7) и (19.8) можно определить лишь энтальпию воздуха после его обработки. Для характеристики состояния воздуха должны быть известны два параметра. Второй параметр воздуха, вступающего в контакт с водяной поверхностью, имеющей заданную температуру $t_п$, находится из уравнений

$$Q_п = G_в (I_в - I_п)\ ; \quad W = G_в (d_в - d_п)\, 10^{-3}\ ,$$

где $G_в$, $I_в$, $d_в$ — расход и начальные параметры воздуха; $W$ — количество воды, участвующей во влагообмене; $I_п$, $d_п$ — параметры воздуха над водяной поверхностью.

Из совместного решения вышеприведенных уравнений получим:

$$\frac{Q_п}{W}=\frac{I_в-I_п}{(d_в-d_п)\cdot 10^{-3}}=\frac{\Delta I}{\Delta d}\,10^3=\varepsilon. \qquad (19.9)$$

Это уравнение определяет в $I$, $d$-диаграмме значение коэффициента $\varepsilon$, изменение состояния воздуха в зависимости от его характеризующего начального состояния до точки, определяемой изотермой $t_п$ и относительной влажностью $\varphi=100\%$. Из уравнения (19.9) следует, что процесс изменения состояния воздуха во время его взаимодействия с водой, имеющей постоянную температуру, изображается на $I$, $d$-диаграмме отрезком прямой. В действующих оросительных камерах параметры воды при взаимодействии с воздухом несколько изменяются ($\Delta t$ воды равно 2—4° С) и линия процесса теплообмена будет иметь в $I$, $d$-диаграмме некоторую кривизну. В практических расчетах установок кондиционирования воздуха поправок на это изменение процесса не вводят.

## 19.2. Обработка воздуха водой и паром в СКВ

Процессы тепловлажностной обработки воздуха в оросительных камерах кондиционеров водой с постоянной температурой изображаются в $I$, $d$-диаграмме лучами, лежащими в пределах криволинейного треугольника $АБВ$, у которого одной стороной является кривая насыщения $\varphi=100\%$, а двумя другими — касательные к этой кривой, проведенные из точки $A$ (рис. 19.1). Обработка воздуха может осуществляться по политропным и адиабатным (изоэнтальпическим) процессам.

Рис. 19.1. Возможные изменения состояния воздуха при обработке его водой.

Рассмотрим наиболее характерные случаи изменения состояния воздуха при обработке его водой. Луч процесса $A$-$1$ характеризуется постоянным влагосодержанием воздуха ($d_A=\text{const}$), т. е. происходит сухое охлаждение. Это бывает возможно, когда температура воды равна температуре точки росы ($t_р$) обрабатываемого воздуха: $t_в=t_р$. Лучи процесса, выходящие из точки $A$ и пересекающие кривую $\varphi=100\%$ на участке $1$-$Б$, характеризуют охлаждение и осушку воздуха, при этом температура воды должна быть ниже точки росы ($t_в<t_р$). Луч процесса $A$-$2$ протекает по линии $I_A=\text{const}$,

воздух охлаждается до температуры мокрого термометра $t_м$ н увлажняется. Энтальпия воздуха не меняется, так как теплота, теряемая воздухом прн теплообмене с охлаждающей его водой, возвращается в воздух вместе с нспарнвшейся влагой. Этот процесс называется аднабатным и практнчески осуществляется в камерах орошения рециркуляцнонной водой без подвода к ней нлн отвода от нее теплоты. Процессы, когда температура охлаждающей воды выше точкн росы, но нnже температуры мокрого термометра, т. е. $t_р < t_в < t_м$ (участок *1-2* крнвой $\varphi = 100\%$), протекают с увлажненнем воздуха н понижением его энтальпни н температуры. Процессы, когда $t_м < t_в < t_A$ (участок *2-3* на лнннн $\varphi = 100\%$), характернзуются охлаждением и увлажнением воздуха при повышении его энтальпни. Процесс, протекающнй по лннин $t_в = \text{const}$ (луч *A-3*), называется изотермическнм и характеризуется отсутствием явного теплообмена. Происходят увлажнение воздуха и повышенне его энтальпнн. Теплообмен за счет скрытой теплоты происходнт от воды к воздуху. Когда температура воды $t_в$ выше температуры обрабатываемого воздуха $t_A$, последннй повышает все свон параметры (температуру, энтальпню и влагосодержанне).

Прн реальных процессах обработки воздуха в оросительных камерах конечная относнтельная влажность его не достнгает значеннй $\varphi = 100\%$. Причнной этому являются нзмененне температуры воды и кратковременный контакт воздуха с водой. В практнческнх расчетах $\varphi$ прннимается равной 90—95%. Определнм завнснмость тепловлажностного коэффнцнента (углового коэффнцнента луча процесса) $\varepsilon$ от температуры воды $t_в$, увлажняющей воздух.

Пусть $G$, кг, воздуха с параметрами $I_1$, $d_1$ поступает в оросительную камеру; туда же подается вода с температурой $t_в$ и ассимнлнруется воздухом в колнчестве $W$, кг. Воздух, выходящнй нз камеры, имеет параметры $I_2$, $d_2$. Тепловой баланс камеры при отсутствин потерь теплоты в окружающую среду

$$GI_1 + Wct_в = GI_2. \qquad (19.10)$$

Материальный баланс камеры

$$G\frac{d_1}{1000} + W = G\frac{d_2}{1000}. \qquad (19.11)$$

Здесь $c$ — теплоемкость воды.

Из совместного решения уравнений (19.10) и (19.11) получаем:

$$1000 \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} = \varepsilon = ct_{\text{в}}. \qquad (19.12)$$

Таким образом, тепловлажностный коэффициент (угловой коэффициент) прямо пропорционален температуре воды. В зимнем режиме работы в оросительные камеры вода подается по рециркуляционной схеме и становится равной температуре мокрого термометра $t_{\text{м}}$, весьма низкой и мало отличающейся от нулевой. Поэтому в практических расчетах принимают $\varepsilon \to 0$, или $I_2 = I_1 = \text{const}$, а протекающий процесс — адиабатным.

**Увлажнение воздуха «перегретой» водой.** Воздушный поток можно охладить, используя «перегретую» воду, т. е. воду, имеющую температуру выше 100° С. При выпуске в атмосферу «перегретой» воды часть ее испарится, однако расход теплоты на парообразование значительно больше, чем расход теплоты, выделяемой разбрызгиваемой водой. Недостающая теплота отнимается от воздуха, и температура его понижается. Из теплового и влажностного балансов камеры определяется угловой коэффициент луча процесса:

$$\varepsilon = \frac{t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}(1 - m)}{m} c, \qquad (19.13)$$

где $t_{\text{нач}}$, $t_{\text{кон}}$ — соответственно начальная и конечная температура «перегретой» воды, °С; $m = W_{\text{исп}}/W_{\text{раз}}$ — отношение испарившейся воды к разбрызгиваемой в камере; $c$ — теплоемкость, кДж/(кг·К).

По опытным данным коэффициент $m = 0{,}5$ для воды с начальной температурой 130° С. Увлажнение «перегретой» водой применяется сравнительно редко.

**Доувлажнение воздуха в помещении.** В ряде производственных помещений выделяется большое количество явной теплоты при незначительном влаговыделении. Вместе с тем по технологическим условиям в помещении требуется поддерживать высокую относительную влажность воздуха (60—70%). Такая картина характерна, например, для цехов текстильных предприятий. В этих условиях широкое распространение получили системы доувлажнения воздуха непосредственно в кондиционируемом помещении. Наиболее часто применяют системы

доувлажнения, где вода распыляется при помощи сжатого воздуха. Специальными пневматическими форсунками подаваемая вода разбрызгивается на мелкие капли. Масса водяных капель, поступающих в помещение, ничтожна по сравнению с массой воздуха помещения и не оказывает существенного влияния на энтальпию воздуха. Поэтому процесс доувлажнения на $I$, $d$-диаграмме изображается как адиабатный.

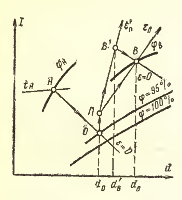


Рис. 19.2. Изображение на $I$, $d$-диаграмме процесса доувлажнения воздуха.

На рис. 19.2 показан летний процесс обработки воздуха с его доувлажнением в помещении. Установка кондиционирования воздуха работает по прямоточной схеме (без рециркуляции). Заданными исходными величинами для построения процесса являются параметры воздуха наружного и внутри помещения (точки $H$ и $B$ на $I$, $d$-диаграмме) и угловой коэффициент луча процесса $\varepsilon_п$. Отрезок $H$-$O$ характеризует адиабатное увлажнение наружного воздуха в оросительной камере. Проходя через вентилятор и воздуховод, воздух нагревается на 1—1,5° С и с параметрами, соответствующими положению точки $П$ на $I$, $d$-диаграмме, поступает в помещение.

Если числовое значение коэффициента $\varepsilon_п = Q_{изб}/W$ велико, что может иметь место, как указывалось выше, при больших избытках явной теплоты и малом влаговыделении, состояние воздуха в помещении будет отвечать точке, лежащей на луче процесса $\varepsilon_п'$, т. е. желаемые параметры воздуха внутри помещения (точка $B$) не будут достигнуты. Для того чтобы поддерживать состояние воздуха в точке $B$, в помещении должна выделяться влага в количестве, обеспечивающем изменение состояния воздуха соответственно угловому коэффициенту $\varepsilon_п$.

Необходимое количество влаги определяется следующим путем. Из точки $B$ проводим линию $I$=const до пересечения с лучом процесса с угловым коэффициентом $\varepsilon_п$ (точка $B'$ на $I$, $d$-диаграмме). Так как все количество

распыленной воды, поступающей в помещение, ассимилируется воздухом, количество воды, подаваемой форсунками $W$, кг/с, составит:

$$W_{\text{раз}} = G\left(d_{\text{в}} - d'_{\text{в}}\right) \cdot 10^{-3}, \qquad (19.14)$$

где $G$ — расход воздуха, подаваемого в помещение, кг/с; $d_{\text{в}}$ и $d'_{\text{в}}$ — влагосодержания воздуха, соответствующие параметрам воздуха в точках $B$ и $B'$, г/кг (находятся на $I$, $d$-диаграмме).

**Увлажнение воздуха паром** применяется в ряде случаев в технологическом кондиционировании для увлажнения воздуха в производственных помещениях. В установках комфортного кондиционирования пар не применяют, так как он придает воздуху неприятный запах; кроме того, обработанный паром (особенно перегретым) воздух нагревается, что недопустимо в летнем режиме и для цехов со значительным тепловыделением.

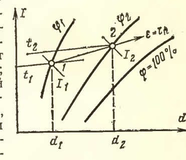


Рис. 19.3. Увлажнение воздуха паром.

Составив тепловой и влажностный балансы для установки увлажнения воздуха паром, можно определить величину углового коэффициента луча процесса. Пусть начальное состояние $G$, кг, воздуха отвечает параметрам $I_1$, кДж/кг, $d_1$, г/кг, а после увлажнения паром в количестве $D_{\text{п}}$, кг, с энтальпией $i_{\text{п}}$, кДж/кг, параметры воздуха становятся $I_2$, $d_2$. Тогда уравнения теплового и материального балансов могут быть записаны так:

$$GI_1 + D_{\text{п}}\, i_{\text{п}} = GI_2 \text{ и } Gd_i \cdot 10^{-3} + D_{\text{п}} = Gd_2 \cdot 10^{-3}$$

Из совместного решения уравнений получаем:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = i_{\text{п}}. \qquad (19.15)$$

Построение процесса увлажнения воздуха паром в $I$, $d$-диаграмме показано на рис. 19.3. На диаграмму по заданным параметрам $I_1$, $d_1$ наносят точку *1* и далее проводят луч процесса с угловым коэффициентом, соответствующим числовому значению энтальпии увлажняю-

щего пара $i_п$. Точка 2 пересечения луча процесса с линиями $d_2$ и $\varphi_2$ характеризует конечное состояние пара после его увлажнения.

Расход пара $D_п$, кг, необходимый для увлажнения воздуха, составит:

$$D_п = G(d_2 - d_1)\cdot 10^{-3}, \qquad (19.16)$$

Подмешивание пара к воздуху осуществляют или в кондиционерах, или непосредственно в помещении через перфорированные трубы.

## 19.3. Осушение воздуха сорбентами

*Сорбенты* — это вещества, способные поглощать из воздуха и удерживать в себе газы и пары. Сорбенты бывают жидкие и твердые.

*Абсорбцией* называется процесс поглощения веществ или газов твердыми или жидкими телами (абсорбентами), протекающий во всем объеме поглотителя. В качестве абсорбентов для установок кондиционирования воздуха используют жидкие поглотители: растворы хлористого кальция и лития, бромистого лития, этиленгликоль. В технике кондиционирования воздуха применяют обычно первые два вида абсорбента. Остальные растворы применяют редко из-за их токсичности и коррозионного воздействия на металлы.

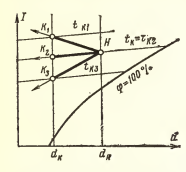



Рис. 19.4. Процессы осушения воздуха с помощью растворов.

*Адсорбцией* называется процесс поглощения веществ или газов поверхностью жидкости или твердого тела. Адсорбентами являются силикагель, алюмогель, бокситы, активированный древесный уголь. Воздух осушается при непосредственном взаимодействии с водяными растворами солей (абсорбентами) за счет разности парциальных давлений водяного пара при одинаковых температурах над поверхностями воды и раствора. Эта разница давлений (депрессия) зависит от вида раствора и его концентраций. Относительную влажность воздуха можно понизить с помощью хлористого лития до 14—23% и с помощью раствора хлористого кальция до 45—48%. Осушение воздуха растворами может протекать изотермически с понижением или повышением его температуры (рис. 19.4). Изотермическое осушение влажного воздуха возможно при одинаковых начальных температурах воздуха и раствора и в таком количестве последнего, при котором теплота конденсаций незначительно повышает температуру раствора. Осушение воздуха с понижением его температуры происходит, если начальная температура раствора ниже, чем у воздуха, и остается постоянной в процессе осушения. Если же температура

раствора выше температуры воздуха, процесс осушения идет с повышением температуры. За счет осушки воздуха концентрация раствора понижается и должна быть восстановлена. Это осуществляется или выпариванием влаги из раствора, или добавлением к раствору соли. Пока в технике кондиционирования осушение воздуха с помощью растворов не получило широкого применения, что объясняется сложностью эксплуатации и коррозионными свойствами абсорбентов. Осушка воздуха абсорбентами, имеющими капиллярную структуру, происходит благодаря тому, что давление водяного пара в порах (капиллярах) абсорбента ниже, чем парциальное давление в окружающем воздухе. Эффективность абсорбента зависит от влажности, температуры и скорости движения осушаемого воздуха, а также от толщины слоя поглотителя. В процессе абсорбции при контакте с поглотителем влаги водяной пар конденсируется. Выделяющаяся теплота повышает температуру абсорбента и осушаемого воздуха. С достаточной для практических расчетов точностью можно считать процесс протекающим по линии $I$=const, т. е. адиабатным, направленным к оси ординат на $I$, $d$-диаграмме.

В процессе работы влажность слоя адсорбента возрастает и он перестает поглощать влагу из воздуха. Для восстановления первоначальных свойств абсорбент подвергается регенерации. Через него пропускают нагретый воздух или чистые дымовые газы с $t=150\div200°$ С. Влага из абсорбента испаряется. По окончании ренерегации подготовительный слой нужно охладить. Способность силикагеля поглощать влагу из воздуха с повышением температуры последнего снижается. Применять силикагель при температуре воздуха выше 35° С нецелесообразно. Для очистки воздуха от запахов газов и парообразных загрязнений применяются фильтры с активированным древесным углем или другими заполнителями. Возможно также применение в СКВ озонирования и аэроионизации воздуха. Эти методы обработки воздушной среды осуществляют в специальных установках.

# ГЛАВА ДВАДЦАТАЯ
# РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

## 20.1. Выбор расчетных параметров внутреннего и наружного воздуха

Как указывалось выше, системы кондиционирования воздуха подразделяются на комфортные и технологические.

В СКВ комфортного назначения должны быть обеспечены оптимальные условия самочувствия людей, находящихся в кондиционируемых помещениях, т. е. необходимый тепловой обмен человека с окружающей средой. Для этого выбираются соответствующие параметры воз-

духа (температура и относительная влажность), а также скорость его движения внутри помещений. В гл. 3 дано понятие о средней радиационной температуре и условиях комфортности, определяющих температурную обстановку в помещении.

Следует иметь в виду, что условия тепло- и влагообмена человека зависят также от ряда факторов, учет которых затруднителен. К ним относятся: климатические условия местности, конституция и состояние здоровья человека, его одежда, продолжительность пребывания в помещении, изменение параметров воздуха в помещении (амплитуда и периоды колебаний) и др. Поэтому выбор параметров воздуха внутри помещения опирается на систему норм и правил.

В соответствии с санитарными нормами проектирования промышленных предприятий СН 245-71 и СНиП II-33-75 в табл. 20.1 приведены оптимальные условия воздушной среды для нормально одетых людей при длительном пребывании их (более 3 ч) в помещениях.

Расчетные параметры воздуха в кондиционируемых помещениях жилых и общественных зданий определяются по указаниям соответствующих глав СНиП II-33-75 и ГОСТ 12.1.005-76.

В системах кондиционирования воздуха технологического назначения параметры воздуха внутри помещения выбираются при условии обеспечения нормального протекания производственных процессов или хранения готовой продукции и сырья. Оптимальные значения температур и относительной влажности в производственных помещениях приведены в табл. 20.2. Эти параметры обычно задаются технологами, однако если технологические требования не укладываются в санитарно-гигиенические нормы, параметры воздуха следует согласовывать с Государственной санитарной инспекцией.

Расчетные параметры воздуха в помещении при отсутствии специальных требований поддерживаются средствами автоматики в пределах $\pm 1°$ С по температуре и $\pm 7\%$ по относительной влажности, изменение которой в довольно широких пределах не вызывает неприятных ощущений.

Для работающих местных кондиционеров-доводчиков допускается отклонение расчетной температуры в помещении до $\pm 2°$ С. Расчетные параметры наружного воздуха в СКВ выбирают в зависимости от климатических

Таблица 20.1

**Нормы оптимальных метеорологических условий на постоянных рабочих местах в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне других помещений [22]**

| Характеристика помещений | Категория работ | Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха ниже 10°С) | | | Теплый период года (температура наружного воздуха 10°С и выше) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Температура воздуха, °С | Относительная влажность воздуха, % | Скорость движения воздуха, м/с | Температура воздуха, °С | Относительная влажность воздуха, % | Скорость движения воздуха, м/с |
| Производственные независимо от избытков явной теплоты | Легкая | 20—22 | 60—30 | Не более 0,2 | 22—25 | 60—30 | 0,2—0,5 |
| | Средней тяжести | 17—19 | 60—30 | Не более 0,3 | 20—23 | 60—30 | 0,2—0,5 |
| | Тяжелая | 16—18 | 60—30 | Не более 0,3 | 18—21 | 60—30 | 0,3—0,7 |
| Вспомогательные помещения в производственных зданиях, помещения в жилых и общественных зданиях и во вспомогательных зданиях предприятий | — | 20—22 | 45—30 | 0,1—0,15 | 22—25 | 60—30 | Не более 0,25 |

Таблица 20.2

Оптимальные параметры воздуха для некоторых производственных помещений

| Помещение | Температура, °С | Относительная влажность, % |
|---|---|---|
| Лаборатория металлов | 20 | 40—50 |
| Цех точного машиностроения | 20 | 45—50 |
| Модельные помещения деревообделочных цехов | 18—20 | 40—55 |
| Текстильный цех капронового корда | 22 | 60—62 |
| Цех многоцветной литографии | 24—26 | 46—48 |
| Склад бумаги для литографии | 22—25 | 51—56 |
| Склады химикатов | 15,5—26,5 | 35—50 |
| Помещение для хранения кинофотоматериалов | 18—20 | 40—50 |

условий местности, где расположен обслуживаемый объект, и его назначения. В соответствии со СНиП II-33-75 заданные воздушные условия в кондиционируемых помещениях должны обеспечиваться в пределах расчетных параметров категорий климата А, Б и В. Расчетные температуры и энтальпии наружного воздуха следующие:

**Параметры А.** *Холодный период* — средняя температура и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности для самого холодного месяца в 13 ч. *Теплый период* — средняя температура самого жаркого месяца в 13 ч и энтальпия воздуха, более высокие значения которой в данной местности наблюдаются в среднем не более 400 ч в год.

**Параметры Б.** *Холодный период* — температура, принятая для проектирования систем отопления, и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности самого холодного месяца в 13 ч. *Теплый период* — температура и энтальпия воздуха, более высокое значение которых наблюдается 200 ч и менее в году (в среднем по многолетним наблюдениям).

**Параметры В.** *Холодный период* — абсолютная температура и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч. *Теплый период* — абсолютная максимальная температура и соответствующая этой температуре энтальпия воздуха, зарегистриро-

ванные наблюдениями за многолетний период в данной местности.

Таким образом, установки с расчетными параметрами В обеспечивают заданный в помещении микроклимат при изменении температуры воздуха от абсолютного минимума зимой до абсолютного максимума летом; эти установки применяются лишь при наличии обоснованных технологических требований. Обычно системы кондиционирования воздуха рассчитывают на параметры Б.

Расчетные параметры наружного воздуха для некоторых городов СССР при проектировании систем кондиционирования воздуха приведены в приложении 2.

## 20.2. Определение количества вентиляционного воздуха

По назначению и характеру работы центральные системы кондиционирования мало отличаются от механических общеобменных приточных систем вентиляции. Поэтому приведенные в гл. 10 расчетные зависимости для определения необходимого воздухообмена в помещениях с вредными выделениями могут быть использованы при расчетах СКВ.

Ниже даны некоторые практические указания по определению производительности центральных СКВ.

В расчетах следует различать полезную и полную производительности систем кондиционирования. Под полезной производительностью понимают количество воздуха, поступающего в обслуживаемое помещение и обеспечивающее требуемые параметры внутренней воздушной среды. Полная производительность — это количество воздуха, приготовляемого в кондиционере и подаваемого в воздуховоды с учетом утечки через неплотности в последних. Полная производительность $L_п$, м³/с, определяется из выражения

$$L_п = k_{пот} L, \tag{20.1}$$

где $L$ — полезная производительность, м³/с; $k_{пот}$ — коэффициент, учитывающий утечку воздуха (для стальных, пластмассовых и асбестоцементных воздуховодов длиной до 50 м $k_{пот} = 1{,}1$).

При длине более 50 м коэффициент потери определяется по формуле

$$k_{пот} = 1 + 0{,}002l, \tag{20.2}$$

где $l$ — длина воздуховода от вентилятора до помещения, м.

В случае необходимости массовый расход воздуха $G$, кг/с, может быть определен из соотношения

$$G = L\rho, \tag{20.3}$$

где $L$ — объемный расход воздуха, м³/с; $\rho$ — объемная масса (плотность) воздуха, кг/м³.

Наиболее частыми объектами кондиционирования воздуха являются помещения с избытками теплоты и влаги. Избыточная теплота может значительно меняться по временам года. Поэтому про-

изводительность СКВ следует рассчитывать отдельно для холодного, переходного и теплого периодов года.

Полезная воздухопроизводительность $G$, кг/с, используемая в кондиционируемых помещениях,

$$G = \frac{Q_п}{I_в - I_п} = \frac{G_{вл}}{d_в - d_п}, \qquad (20.4)$$

где $Q_п$ и $G_{вл}$ — избыточные тепловыделения (полные) и влаговыделения, кВт и г/с; $I_в$ и $I_п$ — энтальпия воздуха внутри помещения и приточного, кДж/кг; $d_в$ и $d_п$ — влагосодержание воздуха внутри помещения и приточного, г/кг.

Производительность СКВ $G$, кг/с, при расчете на удаление теплоизбытков, когда вытяжка воздуха осуществляется из рабочей зоны, т. е. $t_у = t_р$, в соответствии с выражением (10.8)

$$G = Q_{яв}/(c\Delta t_р), \qquad (20.5)$$

где $Q_{яв}$ — избыток явной теплоты в помещении, кВт; $\Delta t_р = t_р - t_п$ — расчетная разность температур воздуха, °С; $t_р$ и $t_п$ температуры воздуха в рабочей зоне и приточного, °С; $c$ — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

Для установок кондиционирования воздуха круглогодичного действия температура приточного воздуха $t_п$ принимается ниже внутренней температуры помещения $t_р$ на 2° С при подаче в рабочую зону, на 4—6° С при подаче на высоте 2,5 м и выше от уровня пола, на 6—8° С при подаче на высоте более 4 м от уровня пола, на 8—15° С при подаче через плафоны эжекционного типа. Приведенные цифры показывают, что расположение и конструкция приточных устройств являются решающими при выборе расчетного перепада температур воздуха $\Delta t_р = t_р - t_п$. Эта разность температур ограничивается заданными параметрами воздуха в помещении (температурой и влажностью) и должна приниматься максимально возможной, так как от нее зависят производительность СКВ [см. формулу (20.5)], тип оборудования, размеры коммуникаций, мощности электродвигателей насосов и вентиляторов, а следовательно, капитальные вложения и эксплуатационные затраты по установке. Однако значение $\Delta t_р$ должно удовлетворять санитарно-техническим требованием с учетом выбранных приточных устройств в кондиционируемом помещении.

Воздух, удаляемый из верхней зоны высоких помещений, имеет температуру $t_у$, отличную (обычно более высокую) от температуры в рабочей зоне ($t_у > t_р$). В этом случае выражение (10.8) удобнее представить в следующем виде:

$$G = mQ_{яв}/(c\Delta t_р), \qquad (20.6)$$

где $m = \dfrac{\Delta t_р}{\Delta t_у} = \dfrac{1}{1 + \dfrac{k(H-2)}{\Delta t_р}}$ — коэффициент неравномерности температур по высоте; $\Delta t_у = t_у - t_п$ — разность температур уходящего и приточного воздуха, °С; значения остальных — см. (3.18) и (20.5).

В помещениях, где имеют место токсичные выделения или возможно биологическое загрязнение воздуха, необходимо подавать только наружный воздух. Установка кондиционирования работает в этих случаях по прямоточной схеме, что вызывает значительные рас-

ходы теплоты и холода при обработке воздуха в холодиый и теплый периоды года.

В целях уменьшеиия энергетнческих затрат иа кондиционнрование воздуха в помещениях с избыточными выделеиинямн теплоты и влаги прнменяется частнчная рецнркуляция воздуха. Минимальное количество наружиого воздуха, подаваемого в помещеиия при этом режиме работы, должно быть ие менее необходимого по саннтарным иормам подачн на 1 чел., а также должно компенсировать местные отсосы нз помещеиий н поддерживать в ннх избыточное давление (еслн это предусмотреио проектом).

Нормативное колнчество наружного воздуха, подаваемого на 1 чел. снстемой кондицнонирования воздуха для промышленных зданий, прнведено инже:

| Характеристнка здания | Колнчество наружного воздуха на 1 чел., м³/ч |
| --- | --- |
| Объем помещення на 1 работающего человека менее 20 м³ | Не менее 30 |
| То же от 20 до 40 м³ | Не менее 20 |
| Без окон н фонарей | Не менее 40 |
| Налнчие непрнятных запахов | До 70 |

В снстемах кондицнонирования воздуха комфортиого иазначения санитарную иорму наружиого воздуха на 1 чел. прниимают равиой 25 м³/ч.

## ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ПЕРВАЯ
## СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

### 21.1. Общие сведения

Широкое распространение получили центральные системы кондиционирования воздуха (СКВ), обслуживающие одно большое или несколько небольших помещений. Эти системы оборудуются неавтономными кондиционерами, тепло- и хладоснабжение которых осуществляется от внешних источников. Кондиционеры собираются из отдельных секций или блоков, где расположено основное оборудование для обработки и перемещения воздуха. Дополнительное оборудование СКВ — местные подогреватели, доводчики, смесители и др. — расположены вне кондиционеров.

Транспортировка воздуха в центральных СКВ осуществляется по стальным, пластмассовым и асбоцементным трубам или каналам, прокладываемым внутри помещений.

Центральные СКВ обладают следующими преимуществами: эффективно поддерживают заданные температуру и относительную влажность воздуха в помещениях; оборудование, требующее систематического обслуживания и ремонта, сосредоточено в малом количестве мест или даже в одном месте; возможность организации эффективного шумо- и виброгашения. Область применения центральных СКВ — промышленные здания различного назначения и общественные здания больших объемов.

К недостаткам центральных систем следует отнести: сложные монтажно-строительные работы по установке кондиционеров и прокладке коммуникаций (воздушные каналы, трубопроводы), вследствие чего в ряде случаев применение центральных систем в существующих зданиях исключается; менее гибкое регулирование параметров воздуха в отдельных помещениях, в системах с разветвленными воздуховодами.

Применение схемы центральных СКВ весьма разнообразно; выбор той или иной схемы зависит от назначения и режима использования кондиционируемых помещений, конструктивных особенностей здания, климатических условий местности и некоторых других факторов.

В проектной практике применяют обычно следующие центральные СКВ: одноканальные однозональные, обслуживающие одно или несколько помещений без разделения систем на зоны; одноканальные многозональные, обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений с подачей воздуха по отдельному воздуховоду в каждую зону или помещение; двухканальные многозональные, обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений с подачей воздуха по двум воздуховодам — с холодным и подогретым воздухом — в каждую зону или помещение. Применяются также местные системы кондиционирования воздуха, состоящие из агрегатированных кондиционеров производительностью до 18 000 м³/ч, обслуживающих одно или несколько помещений, причем в каждом из них устанавливается один или несколько кондиционеров, обеспечивающих местное поддержание требуемых параметров воздуха.

В отдельных случаях применяют комбинированные системы, работающие совместно с местным доувлажнением воздуха и другими устройствами.

Область применения различных СКВ, их схемы и про-

цессы обработки воздуха в $I$, $d$-диаграмме рассмотрены в § 21.2—21.5.

В проектных решениях по центральным СКВ должны учитываться следующие рекомендации. В системах кондиционирования, предназначенных для круглогодичного и круглосуточного поддержания заданных параметров воздуха, в помещениях, не имеющих системы отопления, следует устанавливать не менее двух кондиционеров производительностью по 50% общей производительности системы. В системах с рециркуляцией целесообразна схема подачи в помещение смеси переменных объемов наружного и рециркуляционного воздуха, зависящих от параметров наружного воздуха. В этом случае для рециркуляции следует применять самостоятельный вентилятор.

Для калориферов второго и местного подогревов, тепловая нагрузка которых не зависит от температуры наружного воздуха, можно применять теплоноситель постоянных параметров.

В центральных кондиционерах в результате процессов смешения, нагрева и охлаждения воздуха происходит значительное его расслоение по температуре и влагосодержанию. Наиболее равномерные параметры воздух имеет на выходе из вентилятора. Поэтому в кондиционерах, где влажность воздуха регулируется по методу «точки росы», рекомендуется калориферы второго подогрева устанавливать на стороне нагнетания приточных вентиляторов, что дает возможность монтировать датчики терморегуляторов «точки росы» на хорошо перемешанном воздухе после вентилятора.

Фильтры общей очистки воздуха следует размещать в тех частях кондиционера, через которые проходит весь обрабатываемый воздух, и так, чтобы предохранить от пыли возможно большее число секций кондиционера.

В ряде случаев по экономическим соображениям камеры орошения могут быть заменены поверхностными орошаемыми и неорошаемыми воздухоохладителями.

### 21.2. Центральные однозональные СКВ

Центральные однозональные СКВ следует применять для обслуживания помещения площадью не более 2500 м² или такой же части большего помещения. На рис. 21.1 изображена однозональная схема СКВ. Возду-

ховоды, изображенные сплошной линией, соответствуют работе установки только на наружном воздухе (прямоточная система), штриховой линией показан воздуховод с первой рециркуляцией, штрихпунктирной — воздуховод со второй рециркуляцией.

Прямоточные системы проектируют в тех случаях, когда рециркуляция воздуха недопустима по санитар-

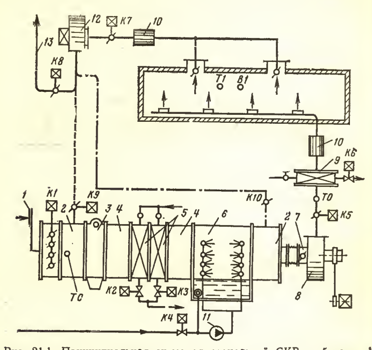



Рис. 21.1. Принципиальная схема однозональной СКВ, работающей на наружном воздухе (сплошные линии) или с рециркуляцией.

*1* — воздухозаборное устройство; *2* — смесительная камера; *3* — фильтр; *4* — камера обслуживания; *5* — секции калориферов первого подогрева; *6* — оросительная камера; *7* — направляющий аппарат; *8* — приточный вентилятор; *9* — секции калориферов второго подогрева; *10* — шумоглушители; *11* — насос; *12* — вытяжной вентилятор; *13* — воздуховод; *К* — клапан; *Т* — терморегулятор; *В* — влагорегулятор; первый и второй рециркуляционные каналы — соответственно штриховая и штрихпунктирная линии.

но-гигиеническим соображениям. Количество воздуха, подаваемого в обслуживаемое помещение, постоянно. Рассмотрим работу установки в теплый период года. Наружный воздух, засасываемый вентилятором *8*, поступает в кондиционер через воздухозаборное устройство *1*,

очищается в фильтре *3*, охлаждается и осушается в оросительной камере *6* и затем нагнетается в помещение. При необходимости воздух может быть подогрет в калорифере второго подогревателя. Из помещения воздух вытяжным вентилятором удаляется в атмосферу. На вытяжном воздуховоде, если это требуется по акустическому расчету, устанавливается шумоглушитель *10*.

В холодный период года наружный воздух подогревается в калориферах первого подогрева *5*, увлаж-

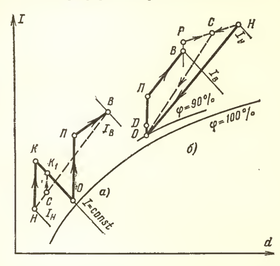



Рис. 21.2. Построение процессов на *I*, *d*-диаграмме для однозональной СКВ при работе на наружном воздухе прямоточной схеме (сплошные линии) и с первой рециркуляцией (штриховые линии).
*а* — холодный период; *б* — теплый период.

няется (и охлаждается) в оросительной камере, работающей в это время на рециркуляционной воде, и затем догревается до нужной температуры в калориферах второго подогрева. На рис. 21.2 сплошными линиями показаны процессы обработки воздуха в кондиционере для прямоточной системы в холодный и теплый периоды года.

В теплый период года (рис. 21.2, *б*) наружный воздух с параметрами точки *Н* охлаждается и осушается в камере орошения до параметров точки *О*. За счет работы вентилятора воздух несколько подогревается (на

0,5—1,5° С) до параметров точки *D* и при необходимости догревается в калорифере второго подогревателя до параметров точки *П*. Отрезок *ПВ* характеризует изменение состояния воздуха за счет ассимиляции избыточной теплоты и влаги, выделяемых в помещении. В холодный период года (рис. 21.2, *а*) наружный воздух с параметрами точки *Н* нагревается в калорифере первого подогрева, затем увлажняется в оросительной камере и догревается в калорифере второго подогрева до параметров точки *П* (приточный воздух). Таким образом, весь процесс обработки воздуха в кондиционере изобразится ломаной линией *НКОП*. Отрезок *ПВ* здесь также показывает изменение состояния воздуха в помещении. Ниже в § 21.6 дано описание регулирования параметров воздушной среды в помещении, обслуживаемом прямоточной СКВ.

Системы кондиционирования воздуха, работающие с рециркуляцией (если она допускается), обычно проектируют с подачей переменных количеств рециркулируемого и наружного воздуха для сокращения расхода теплоты и холода соответственно в холодный и теплый периоды года. Минимальное (требуемое по расчету) количество наружного воздуха должно быть обеспечено при любом режиме работы кондиционера.

На рис. 21.1 с дополнением штриховыми линиями показана принципиальная схема двухвентиляторной СКВ, работающей с рециркуляцией воздуха.

В отличие от прямоточной системы СКВ наружный воздух, поступающий в кондиционер, смешивается с рециркуляционным воздухом. Далее смешанный воздух проходит такую же тепловлажностную обработку, как и в прямоточной системе.

Процесс обработки воздуха в кондиционере для системы с рециркуляцией показан на рис. 21.2 (штриховые линии). В режиме для теплого периода года воздух, подаваемый по рециркуляционному воздуховоду, нагревается в нем и вентиляторе *12* от параметров точки *В* до параметров точки *Р*, а затем смешивается с наружным воздухом (параметры точки *Н*). Полученная смесь воздуха с параметрами точки *С* обрабатывается в оросительной камере и в калорифере второго подогрева так же, как и в системах, работающих без рециркуляции.

Процесс обработки воздуха, изображенный на *I*, *d*-диаграмме при расчетном режиме для холодного перио-

да года, протекает в следующей последовательности (см. рис. 21.2, *а*, штриховая линия). Наружный воздух (точка *Н*) смешивается с рециркуляционным (точка *В*). Полученная смесь (точка *С*) нагревается в калорифере первого подогрева до температуры, соответствующей точке *К*, и затем увлажняется в оросительной камере до состояния, определяемого точкой *О*. Увлажненный воздух нагревается в калорифере второго подогрева до параметров точки *П* и подается в обслуживаемое помещение.

При наличии второй рециркуляции (линия показана штрих-пунктиром на рис. 21.2) регулирование количества рециркуляционного воздуха, подаваемого за оросительной камерой, производится ручным клапаном *К10*, переключаемым посезонно.

### 21.3. Центральные многозональные СКВ

Применение многозональных СКВ целесообразно для обслуживания больших помещений с неравномерно расположенными источниками тепло- и влаговыделении, а также группы небольших помещений. Системы могут работать на наружном воздухе и с рециркуляцией в зависимости от санитарно-гигиенических соображений. Многозональные системы более экономичны, чем отдельные системы для каждой зоны или каждого помещения. Вместе с тем многозональные системы не могут обеспечить такую же высокую точность поддержания заданных параметров воздуха в помещении (температура или относительная влажность), как и при отдельных СКВ. Основное отличие многозональных одноканальных СКВ от однозональных состоит в том, что вместо одного центрального воздухоподогревателя второго подогрева в многозональных СКВ для каждого отдельного помещения или для каждой зоны большого помещения устанавливается индивидуальный (зональный) воздухоподогреватель.

Режим работы зональных подогревателей задается терморегуляторами, установленными в обслуживаемых помещениях. Терморегуляторы могут быть заменены влагорегуляторами, если в помещениях требуется поддерживать на заданном уровне относительную влажность.

Принципиальная схема центральной многозональной

одноканальной СКВ и построение процесса обработки воздуха на $I$, $d$-диаграмме приведены на рис. 21.3 и 21.4. Работа СКВ на наружном воздухе в теплый период года протекает следующим образом (рис. 21.4, *б*). Наружный воздух (точка $H$ на $I$, $d$-диаграмме) поступает в конди-

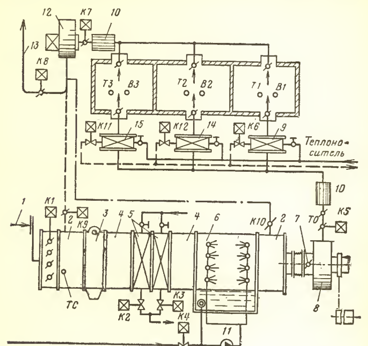



Рис. 21.3. Прннцнпнальная схема многозональной одноканальной СКВ, работающей на наружном воздухе (сплошные лнннн) нлн с рецнркуляцней.

*1* — воздухозаборное устройство; *2* — смеснтельиая камера; *3* — фильтр; *4* — секция обслуживання; *5* — секцня калорнферов первого подогрева; *6* — ороснтельная камера; *7* — направляющнй аппарат; *8* — прнточный вентнлятор; *9*, *14*, *15* — зональиые подогреватели; *10* — шумоглушнтель; *11* — насос; *12* — вытяжной вентнлятор; *13* — воздуховод; первый н второй рецнркуляцнонные каналы (соответственно штрнховая н штрнхпунктнрная лннии).

ционер, очищается в фильтре и охлаждается в оросительной камере до параметров, характеризуемых точкой $O$. В вентиляторе и воздуховодах происходит его подогрев до параметров точки $D$, затем он поступает к зональным подогревателям *9*, *14*, *15*, где при необходи-

мости догревается до требуемых параметров (точки $П_1$, $П_2$, $П_3$), чтобы обеспечить заданный микроклимат в различных помещениях (точки $В_1$, $В_2$, $В_3$).

В холодный период года (рис. 21.4, *а*) обработка наружного воздуха (точка *Н*) в кондиционере осуществляется так же, как и при однозональной прямоточной

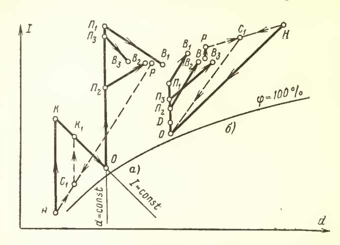



Рис. 21.4. Построение процессов в *I*, *d*-диаграмме для многозональной одноканальной СКВ при работе на наружном воздухе (сплошные линии) и с первой рециркуляцией (штриховые линии)
*а* — холодный период; *б* — теплый период.

СКВ (процесс *НКО* в *I*, *d*-диаграмме). По выходе из кондиционера воздух подается к местным подогревателям *9*, *14*, *15*, в которых нагревается до температуры, требуемой для каждого помещения (точки $П_1$, $П_2$, $П_3$). Подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах в холодный период года не учитывается. Терморегуляторы $Т_1$, $Т_2$, $Т_3$, установленные в каждом помещении, воздействуя на клапаны *К6*, *К11*, *К12*, регулирующие подачу теплоносителя в соответствующие зональные подогреватели, поддерживают требуемые параметры воздуха в помещениях (точки $В_1$, $В_2$, $В_3$). Центральные многозональные СКВ, работающие с рециркуляцией воздуха (штриховая линия на рис. 21.3), применяются в тех же случаях, что и прямоточные многозональные СКВ, если по санитарно-гигиеническим требованиям допустимо использование рециркуляционного воздуха. Обычно в СКВ, ра-

ботающих с рециркуляцией, осуществляют переменное соотношение между количествами наружного и рециркуляционного воздуха, подаваемого в помещение.

Обработка воздуха в кондиционере (рис. 21.4, *а*) осуществляется так же, как и в однозональной СКВ с первой рециркуляцией. Отличается лишь схема регулирования температуры воздуха, подаваемого в обслуживаемые помещения: она идентична схеме для прямоточной многозональной СКВ, так как в рассматриваемой СКВ также вместо центрального воздухоподогревателя второго подогрева установлены зональные. СКВ с двумя рециркуляциями может быть получена, если ее дополнить вторым каналом для подачи части воздуха за оросительную камеру (см. штрихпунктирную линию на рис. 21.3) и регулирующим клапаном *К10*, выполненным, как правило, с ручным управлением.

Центральные многозональные двухканальные СКВ (рис. 21.5) имеют ту же область применения, что и многозональные одноканальные СКВ с местными подогревателями. Воздух, прошедший тепловлажностную обработку в кондиционере, поступает к обслуживаемым помещениям по двум воздуховодам. По одному подается холодный воздух, вышедший непосредственно из кондиционера, по другому — теплый, подогретый в калориферах второго подогрева *9*.

Температура воздуха в каждом помещении регулируется комнатными терморегуляторами *Т1*, *Т2*, *Т3*, управляющими смесительными клапанами *К9*, *К10*, *К11*, которые изменяют соотношение количества теплого и холодного воздуха в подаваемой смеси.

Двухканальные СКВ бывают прямоточные и с использованием рециркуляции. На рис. 21.5 изображена прямоточная СКВ. В расчетных условиях теплого периода года наружный воздух с параметрами, соответствующими точке *Н* на *I*, *d*-диаграмме (рис. 21.6, *б*), засасывается в кондиционер, проходит через воздушный фильтр и затем охлаждается и осушается в оросительной камере до параметров точки *О*. После вентилятора с учетом подогрева в вентиляторе и воздуховодах до параметров точки *D* часть воздуха поступает в канал холодного воздуха, другая часть — в калорифер второго подогрева *9*, установленный в канале теплого воздуха, где он нагревается до параметров точки *П*. В смесительных клапанах *К9*, *К10*, *К11* холодный и подогретый воздух сме-

шиваются до параметров, соответствующих точкам $П_1$, $П_2$, $П_3$, с которыми он поступает в помещения, где, ассимилируя тепло и влаговыделения, приобретает параметры, соответствующие точкам $В_1$, $В_2$, $В_3$.

При расчетных условиях холодного периода года наружный воздух с параметрами точки $Н$ (рис. 21.6, *а*) по-

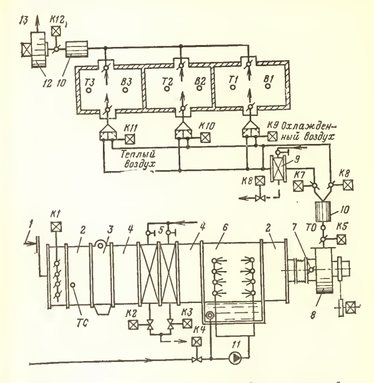



Рис. 21.5. Принципиальная схема прямоточной многозональной двухканальной СКВ.

*1* — воздухозаборная решетка; *2*, *4* — камеры обслуживания; *3* — фильтр; *5* — секции калориферов первого подогрева; *6* — оросительная камера; *7* — направляющий аппарат; *8* — приточный вентилятор; *9* — секции калориферов второго подогрева; *10* — шумоглушитель; *11* — насос; *12* — вытяжной вентилятор; *13* — воздуховод.

догревается в калорифере первого подогрева до параметров точки $К$, увлажняется в оросительной камере и приобретает параметры точки $О$. Затем часть воздуха подогревается в калорифере второго подогрева *9* (точ-

ка $\Pi$) и поступает в канал теплого воздуха, а остальная часть — в канал холодного воздуха. Приготовленный в смесительных клапанах воздух с параметрами, соответствующими точкам $\Pi_1$, $\Pi_2$, $\Pi_3$, поступает в помещения, где приобретает заданные параметры (точки $B_1$, $B_2$, $B_3$ на $I$, $d$-диаграмме).

Двухканальная СКВ с рециркуляцией воздуха работает по аналогичной схеме. Преимущества двухканальных СКВ по сравнению с одноканальными следующие:

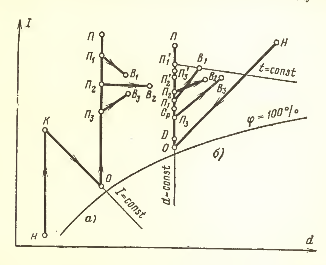



Рис. 21.6. Построение процессов на $I$, $d$-диаграмме для прямоточной многозональной двухканальной СКВ.
*а* — холодиый период; *б* — теплый период.

отсутствие вблизи помещений теплообменников, трубопроводов; в переходное время года возможно максимальное использование холода наружного воздуха; хорошее сочетание с работой систем отопления (это особенно важно при оборудовании СКВ существующих зданий).

К недостаткам двухканальных СКВ относятся повышенные капиталовложения на устройство двух параллельных воздуховодов и их изоляцию, затруднительность прокладки в зданиях, как в существующих, так и во вновь проектируемых.

## 21.4. Центральные водовоздушные СКВ

В системах кондиционирования воздуха большой производительности даже при переходе к высоким давлениям и скоростям воздуха в воздуховодах их сечение и количество остаются значительными. Поэтому для конди-

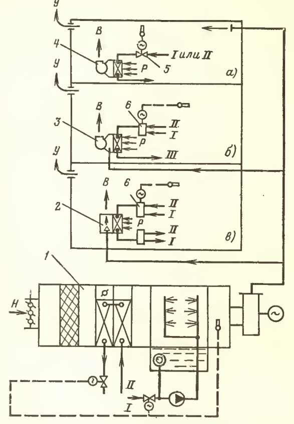



Рис. 21.7. Принципиальная схема водовоздушной СКВ.

*а* — с вентиляторным кондиционером-доводчнком, работающим на рециркуляционном воздухе и присоедниенным по двухтрубной схеме; *б* — то же, работающим на смеси первичного и рециркуляционного воздуха и присоединенным по трехтрубной схеме; *в* — с эжекционным кондиционером-доводчиком, присоединенным по четырехтрубной схеме; *I* — центральный кондиционер наружного воздуха; *2* — эжекционный кондиционер-доводчик; *3* и *4* — вентиляторные кондиционеры-доводчики; *5* — проходной клапан; *6* — смесительный клапан; *I* — теплопровод; *II* — холодопровод; *III* — общий обратный трубопровод; *В* — воздух, подаваемый доводчиком; *Н* — наружный воздух; *Р* — рециркуляционный воздух; *У* — воздух, удаляемый из помещения.

ционирования воздуха помещений в многоэтажных и многокомнатных зданиях применяются центральные водовоздушные СКВ с кондиционерами-доводчиками вентиляторного или эжекционного типа, устанавливаемыми в каждом помещении (рис. 21.7).

Центральный кондиционер *1* обрабатывает только наружный воздух по схеме, аналогичной приведенной на рис. 21.1. В зимний период воздух проходит через фильтр, затем нагревается в калорифере и увлажняется в оросительной камере. В летний период воздух фильтруется, охлаждается и осушается.

В кондиционируемые помещения для обработки рециркуляционного воздуха подается тепло- и хладоноситель. Снабжение кондиционеров-доводчиков горячей и холодной водой осуществляется по двух-, трех- и четырехтрубной схемам.

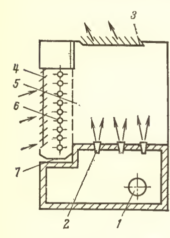


Рис. 21.8. Схема эжекционного доводчика.

Двухтрубная схема может работать с подачей в теплообменники группы доводчиков или теплоносителя, или хладоносителя. Трех- и четырехтрубные схемы позволяют подавать тепло- или хладоноситель в любой доводчик. Недостатком трехтрубной схемы является смешивание тепло- и хладоносителя (с различными температурами) в общем обратном трубопроводе.

Вентиляторные кондиционеры-доводчики применяются в СКВ низкого давления и не получили широкого распространения из-за высокого уровня шума, создаваемого работающим вентилятором доводчика.

В проектируемых водовоздушных СКВ среднего давления рекомендуются к применению эжекционные кондиционеры-доводчики (ЭКД) типов КПЭ-У 0,8А и КНЭ-У 1,2.

Работа эжекционного доводчика протекает следующим образом (рис. 21.8). Обработанный в центральном кондиционере воздух подается в звукоизолированную часть эжекционной коробки *1* и далее поступает через

эжектирующие сопла *2* в смесительную камеру *5*. Туда же из помещения через теплообменник *6* подсасывается воздух, где он нагревается или охлаждается в зависимости от режима работы системы кондиционирования (теплый или холодный периоды года). Воздушная смесь поступает из камеры *5* в помещение через воздуховыпускную решетку *3*.

Регулирование параметров воздуха в помещении осуществляется путем изменения соотношения рециркуляционного и приточного воздуха в результате открытия или закрытия жалюзийной решетки *4*. Температура воздуха на притоке в смесительную камеру регулируется изменением количества воды, поступающей в теплообменник *6*.

Если последний работает как воздухоохладитель, на его поверхности может выпадать из воздуха конденсат. Для сбора и удаления конденсата предусмотрен поддон *7*.

## 21.5. Местные системы кондиционирования воздуха

Местные СКВ в большинстве случаев представляют собой заводские автономные или неавтономные местные кондиционеры. Автономные кондиционеры имеют встроенные компрессионные холодильные машины и теплообменники непосредственного испарения. Для работы неавтономных кондиционеров требуется подводка тепло- и хладоносителя.

Охлаждение конденсатора холодильной машины может быть водяное и воздушное. При водяном охлаждении в кондиционер необходимо подводить охлаждающую воду.

Автономные кондиционеры холодопроизводительностью до 3 кВт имеют конденсаторы воздушного охлаждения, а конденсаторы холодопроизводительностью 8,5—50 кВт — как правило, конденсаторы водяного охлаждения. Обычно автономные кондиционеры предназначаются для работы в теплый период, т. е. для охлаждения и осушения воздуха, однако некоторые конструкции имеют электрокалорифер для подогрева воздуха в холодный период.

Местные кондиционеры по конструкции различаются на шкафные, оконные и подоконные.

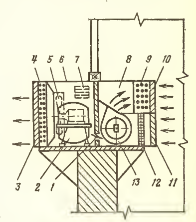



Рис. 21.9. Схема автономного кондиционера с воздушным охлаждением конденсатора.

*1* — отверстие для сообщения наружного воздуха с внутренним; *2* — компрессор; *3*, *7* — жалюзи; *4* — конденсатор; *5*, *13* — вентилятор; *6* — наружный отсек; *8* — внутренний отсек; *9* — испаритель; *10*, *11* — декоративная решетка; *12* — воздушный фильтр.

Таблица 21.1

**Технческая характерстика местных автономных кондиционеров [19]**

| Показатель | Марка кондиционера | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 1КС-12А | КС-25 | КС-35 | КС-50 |
| Производительность: по воздуху, м³/ч | 2400 | 5000 | 7000 | 10 000 |
| холоду, Вт | 14 000 | 29 000 | 41 000 | 60 000 |
| теплу, Вт | 5000 | 9900 | 10 950 | 17 450 |
| Хладоноситель | Фреон 12 | | | |
| Напряжение в силовой сети, В | 380* | 380 | 380 | 380 |
| Частота тока, Гц | 50 | 50 | 50 | 50 |
| Установочная мощность, кВт: | | | | |
| вентилятора | 0,6 | 1,7 | 2,8 | 2,8 |
| электрокалорифера | 5 | 10 | 11 | 17 |
| компрессора | 4,5 | 10 | 14 | 20 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Частота вращеиня веитилятора, об/мии | 1100 | 1100 | 1200 | 900 |
| Свободиое давление веитилятора, Па | 50 | 100 | 150 | 150 |
| Расход воды, охлаждающей кондеисатор, л/ч | 2060 | 4600 | 7000 | 9300 |
| Максимальиая температура охлаждающей воды, °С | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Снстема автоматикн | Электрическая | | | |
| Колнчество фреона в системе, кг | 15 | 20 | 30 | 30 |
| Колнчество масла в системе, кг | 3 | 8 | 11 | 10 |
| Габарнты, мм: | | | | |
| длнна | 1200 | 954 | 1054 | 1810 |
| ширииа | 660 | 1270 | 1580 | 1120 |
| высота | 1960 | 1885 | 1910 | 2004 |
| Масса коидициоиеров (сухая), кг | 800 | 1100 | 1500 | 2000 |

* Перевод иа напряжение 220 В производится потребителем.

Таблица 21.2

**Техническая характеристика местных неавтономных кондиционеров [19]**

| Показатель | Тип кондиционера | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | КНУ-2,5 | КНУ-5 | КНУ-7,5 | КНУ-12 | КНУ-18 |
| Производительность по воздуху, м³/ч | 2500 | 5000 | 7500 | 12 000 | 18 000 |
| Холодопроизводительность (при начальной температуре холодной воды 8 °С и начальных параметрах воздуха $t_н = +30$ °С; $\varphi_н = 40\%$), кВт | 16,9 | 33,8 | 50,0 | 70,0 | 116,3 |
| Теплопроизводительность воздухонагревателей, кВт: | | | | | |
| первого подогрева (при перепаде температур теплоносителя 130—70 °С и начальной температуре воздуха —30 °С) | 50 | 100 | 150 | 200 | 440 |
| второго подогрева (при перепаде температур теплоносителя 70—50 °С и начальной температуре воздуха +8,5 °С) | 9,3 | 18,6 | 28,0 | 54,6 | 81,5 |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Свободное давление воздуха за кондиционером для расчета сети воздуховодов, Па | 260 | 300 | 300 | 300 | 300 |
| Давление воды перед форсунками, МПа | 0,12 | 0,12 | 0,12 | — | — |
| Максимальный расход холодной воды, кг/ч | 4500 | 9000 | 13 500 | 17 000 | 26 000 |
| Давление сжатого воздуха, подводимого к кондиционеру для питания приборов автоматического регулирования, МПа | 0,3—0,8 | 0,3—0,8 | 0,3—0,8 | 0,3—0,8 | 0,3—0,8 |
| Мощность установленных электродвигателей, кВт | 3,9 | 7,2 | 7,2 | 14,5 | 14,5 |
| Масса кондиционера (сухая), кг | 785 | 1020 | 1270 | 1900 | 3400 |

Примечание. Ток переменный трехфазный частотой 50 Гц, напряжение 220/380 В.

На рис. 21.9 изображена принципиальная схема автономного кондиционера с воздушным охлаждением конденсатора. Кондиционеры такого типа имеют обычно малую холодопроизводительность и устанавливаются в оконном проеме или в стене помещения. Кожух кондиционера состоит из двух отсеков, разделенных внутренней перегородкой с теплозвуковой изоляцией. В наружном отсеке, расположенном за окном, размещены герметический компрессор, работающий на фреоне, воздушный конденсатор с обдувающим его осевым вентилятором и электродвигатель. Во внутреннем отсеке расположены испаритель холодильной машины, воздушный фильтр и центробежный вентилятор, нагнетающий воздух в помещение. Наружный отсек сообщается с атмосферным воздухом, а внутренний — с воздухом кондиционируемого помещения.

Работа кондиционера протекает следующим образом. Наружный воздух, засасываемый вентилятором *5*, через жалюзи *7* подается на охлаждение конденсатора *4* и затем через жалюзи *3* выбрасы-

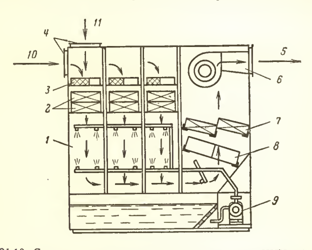



Рис. 21.10. Схема неавтономного кондиционера типа КНУ-7,5.

*1* — камера орошения; *2* — калорифер первого подогрева; *3* — рамочный фильтр; *4* — воздушный клапан; *5* — подача воздуха в помещение; *6* — вентилятор; *7* — калорифер второго подогрева; *8* — каплеуловитель; *9* — насос; *10* — наружный воздух; *11* — рециркуляционный воздух.

вается наружу. Поступающий воздух из помещений очищается в фильтре *12* и вентилятором *13* подается в испаритель холодильной машины. Охлажденный в испарителе воздух поступает в помещение.

Следовательно, кондиционер работает только в режиме охлаждения.

На рис. 21.10 изображена схема неавтономного кондиционера типа КНУ-7,5. Кондиционер предназначен для круглогодичного комфортного и технологического кондиционирования воздуха. Снабжение его тепло- и хладоносителем осуществляется от внешних центральных источников. Кондиционер КНУ-7,5 работает как на

одном наружном воздухе, так и при рециркуляции воздуха из помещения. На сети наружного воздуха устанавливается утепленный воздушный клапан, который включается и выключается автоматически. Обработка воздуха производится в следующей последовательности: смешивается наружный и рециркуляционный воздух и очищается в рамочных фильтрах от пыли. Затем воздух нагревается в калорифере первого подогрева, проходит термовлажностную обработку в камере орошения и догревается в калорифере второго подогрева до требуемых параметров. В кондиционере применяется пневматическая схема автоматического регулирования.

Автоматизация местных систем обычно сводится к двухпозиционному включению и отключению кондиционера или его теплообменников.

К достоинствам местных СКВ следует отнести: возможность быстрой установки и ввода в эксплуатацию в любых помещениях при небольшом объеме строительно-монтажных работ, возможность индивидуального регулирования температуры воздуха в помещении при меняющейся тепловой нагрузке. Недостатками местных систем являются повышенный шум в помещении, создаваемый вентиляторами и компрессорами холодильных машин, затруднения при обслуживании большого числа агрегатов, расположенных в различных помещениях, а также сравнительно короткий срок службы местных кондиционеров (7—10 лет), примерно в 2—3 раза меньший, чем для центральных СКВ.

Технические характеристики местных автономных и неавтономных кондиционеров приведены в табл. 21.1 и 21.2.

## 21.6. Методы автоматического регулирования СКВ

В процессе эксплуатации установок кондиционирования воздуха имеют место изменения параметров наружного воздуха (температуры и относительной влажности). Тепло- и влаговыделения в помещениях также обычно колеблются. Поэтому установки должны быть оснащены устройством автоматического регулирования параметров воздуха внутри помещения.

Автоматика улучшает работу СКВ, повышает производительность труда обслуживающего персонала, сокращает эксплуатационные расходы, увеличивает срок службы оборудования, обеспечивает защиту установок кондиционирования воздуха от аварий, осуществляет непрерывный контроль за их работой. Автоматическое регулирование поддерживает или устанавливает значение того или иного параметра какого-либо объекта без участия человека.

В системах кондиционирования воздуха регулируемыми величинами являются температура, влажность, давление и расход воздуха.

Выбор технологической схемы автоматического регулирования систем кондиционирования воздуха по виду используемой энергии (электрическая, пневматическая, гидравлическая) и по характеру действия (позиционное, пропорциональное, изодромное) определяется назначением систем, требуемой точностью поддержания параметров и экономической целесообразностью.

Приборы автоматического регулирования в кондиционирующих установках помимо поддержания параметров воздуха для комфортных условий и технологических процессов предназначаются также и для экономичности работы установки.

Установки кондиционирования воздуха снабжаются приборами автоматического регулирования для поддержания параметров состояния воздуха по времени. Регуляторы состоят из двух основных элементов — датчика, воспринимающего изменения регулируемого параметра воздуха и преобразующего их в импульсы, и исполнительного механизма, действующего в соответствии с полученным импульсом на регулируемый агент.

Импульсы от датчика передаются к исполнительным механизмам непосредственно или через промежуточный агент (сжатый воздух, жидкость или электрический ток). В технике кондиционирования воздуха в качестве датчиков применяются терморегуляторы и влагорегуляторы. Исполнительные механизмы воздействуют на жалюзийные смесительные заслонки, клапаны, регулирующие подачу теплоносителя, трехходовой клапан для смешения воды и др.

Регулирование работы центральных кондиционеров обычно осуществляется по методу «точки росы», т. е. путем поддержания заданной температуры воздуха за оросительной камерой. Этот метод достаточно простой, однако несовершенный по энергетическим показателям из-за необходимости расхода теплоты на калориферы второго подогрева даже в тех случаях, когда энтальпия наружного воздуха выше энтальпии приточного (см. рис. 21. 2, *б*).

Применение же второй рециркуляции, когда часть рециркулируемого воздуха подают в кондиционер после оросительной камеры, не всегда возможно или по санитарно-техническим условиям, или из-за неподходящего направления луча процесса при изменении состояния воздуха в помещении.

Регулирование кондиционеров по оптимальным режимам, разработанное А. Я. Креслинем,* позволяет во многих случаях избежать включения в работу калориферов второго подогрева и рационально использовать теплоту рециркуляционного воздуха, что дает годовую экономию тепло- и хладоносителей в сравнении с регулированием по методу «точки росы».

В кондиционере, регулируемом по оптимальному режиму, часть воздуха, минуя оросительную камеру, проходит по обводному воздуховоду с регулирующим клапаном. Кондиционер имеет пять исполнительных механизмов, приводимых в действие от терморегулятора и влагорегулятора с датчиками, расположенными в кондиционируемом помещении.

Сложная система автоматического регулирования повышает ее стоимость, вследствие чего применять метод оптимальных режимов экономически целесообразно в крупных установках кондиционирования воздуха.

В последнее время получают распространение количественный и качественно-количественный методы регулирования. Первый метод регулирования предполагает снижение расхода воздуха. При регулировании по второму методу снижение расхода воздуха происходит до определенного минимума, после чего регулирование осуществляется качественным методом, т. е. путем изменения параметров приточного воздуха. Этот метод регулирования применяют, когда снижение расхода воздуха лимитируется санитарными нормами или при условии компенсации местных отсосов в помещении.

По проведенным исследованиям количественный и качественно-

* Креслинь А. Я. Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1972.

количествениый методы регулироваиия [13] дают экономию в расходе теплоты, холода и электроэиергии по сравиеиию с качественным методом регулирования. Однако в настоящее время эти методы еще ие получили широкого распростраиеиия из-за отсутствия иадежиых методов расчета и малой аэродииамической устойчивости воздухоразводящей системы.

В качестве иллюстрации рассмотрим схему автоматического регулирования по методу «точки росы» одиозоиальиой прямоточиой СКВ (рис. 21.11).

Регулироваине температур «точки росы» и приточного воздуха осуществляется регуляторами температуры дилатометрического ти-

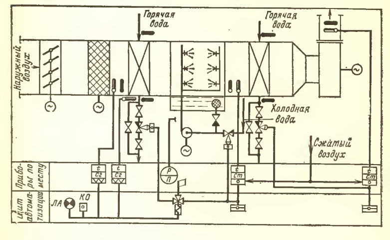



Рис. 21.11. Схема коитроля и автоматического регулирования одиозональной СКВ с пневмоавтоматикой.

па. Регулятор температуры для поддержания заданной температуры «точки росы» в холодный период с помощью клапаиа мениет подачу теплоносителя в калориферы второго подогрева, в теплый период воздействует на клапан, установлениый на линии холодной воды. Регулятор температуры приточного воздуха управляет клапаиом, обеспечивающим нужиый расход теплоиосителя через калориферы второго подогрева.

Для защиты от замораживаиия калорифера первого подогрева применены дилатометрические датчики с электрическим сигиальным устройством, контролирующим температуры иаружиого воздуха и теплоносителя (воды), выходящего из калорифера. Контроль температуры воздуха по кондиционеру осуществляется ртутными стек-Регулятор температуры приточного воздуха управляет клапаном, лянными термометрами, контроль температуры и влажности в помещении — психрометром. Ниже приводится пример теплового расчета секции подогрева центрального коидиционера (см. гл. 22).

Пример. Подобрать секцию первого подогрева в цеитральном кондициоиере КТ-40 для следующих исходных даиных:

$$G = 12{,}25 \text{ кг/с } (44\,000 \text{ кг/ч});\ t_{в1} = -10\,°С;\ t_{в2} = 10\,°С;$$

$$\tau = 150\,^\circ C;\quad \tau_2 = 70\,^\circ C;\quad \rho_в = 1{,}293 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_в = 1{,}008 \text{ кДж/(кг·К)};\quad \rho_{воды} = 951 \text{ кг/м}^3;\quad c = 4{,}19 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Решение. Предварительно принимаем секцию подогрева с обводным каналом из двух однометровых однорядных теплообменников, соединенных по воде последовательно (см. табл. 22-2 и [13, рис. 42]). Для выбранного варианта имеем:

$$f_{ж.с} = 1{,}44 \text{ м}^2;\ f_{тр} = 0{,}00127 \text{ м}^2;\quad F = 55{,}8 \text{ м}^2.$$

Массовая скорость воздуха (16.8)

$$v\rho = \frac{12{,}25}{1{,}44} = 8{,}5 \text{ кг/(м}^2\text{·с)}.$$

Расход теплоты в воздухоподогревателе

$$Q = 12{,}25 \cdot 1{,}008\,(10 + 10) \cdot 10^3 = 247\,000 \text{ Вт}.$$

Расход греющей воды

$$G_{воды} = \frac{247\,000}{1000 \cdot 4{,}19\,(150 - 70)} = 0{,}74 \text{ кг/с}.$$

Скорость воды в трубках воздухонагревателя (16.9)

$$w = \frac{G_{воды}}{\rho_{воды}\, f_{тр}} = \frac{0{,}74}{951 \cdot 0{,}00152} = 0{,}512 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплопередачи воздухоподогревателя [(16.2) и табл. 22.3]

$$k = 17{,}5 \cdot 8{,}5^{0{,}473} \cdot 0{,}512^{0{,}136} = 42{,}5 \text{ Вт/(м}^2\text{·}K).$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя (16.1)

$$F = \frac{247\,000}{42{,}5\left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{10 - 10}{2}\right)} = 52{,}6 \text{ м}^2.$$

Запас в поверхности нагрева

$$\Delta\bar{F} = \frac{55{,}8 - 52{,}6}{52{,}6}\,100 = 5{,}7\%.$$

Гидравлическое сопротивление воздухоподогревателя со стороны воздуха [(16.4) и табл. 22.3].

$$\Delta p = 1{,}54 \cdot 8{,}5^{1{,}86} = 83 \text{ Па}.$$

## ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ВТОРАЯ

# ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КТ И ИХ РАСЧЕТ

### 22.1. Типовые секции кондиционеров

Как отмечалось выше, в системах кондиционирования производятся тепловлажностная обработка воздуха

и его очистка. Необходимое для этого оборудование обычно располагается в корпусе центральных кондиционеров, которые собираются из типовых секций и камер — металлических или железобетонных. Типовые секции подразделяются на рабочие (технологические) и вспомогательные (конструктивные). В рабочих секциях осуществляются определенные операции обработки, перемещения или изменения расхода воздуха. К ним отно-

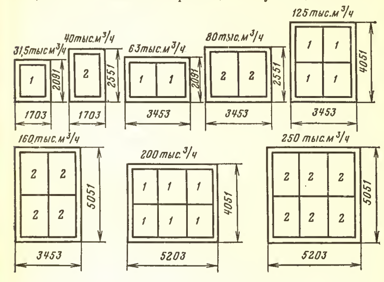



Рис. 22.1. Компоновка базовых секций кондиционера КТ по поперечному сечению.

сятся секции подогрева, поверхностные воздухоохладители, оросительные камеры, воздушные фильтры, вентиляторные агрегаты, воздушные клапаны. Вспомогательные секции предназначены для обслуживания, ремонта или соединения рабочих секций и выполнения таких операций, как поворот, смешение и распределение воздушных потоков. К вспомогательным секциям относятся камера обслуживания, смесительная камера, поворотная и присоединительные секции.

Центральные секционные кондиционеры типа КТ, выпускаемые харьковским заводом «Кондиционер», снабжены унифицированным типовым оборудованием — базовыми секциями с размерами: шириной 1655 мм, а вы-

сотой 2000 и 2500 мм. Пропускная способность каждой секции составляет соответственно 30 и 40 тыс. м³/ч.

На базе этих секций изготовляют типовые кондиционеры производительностью (округленно) 30, 40, 60, 120, 160, 200 и 250 тыс. м³/ч. На рис. 22.1 показана компоновка базовых секций кондиционера КТ по поперечному сечению.

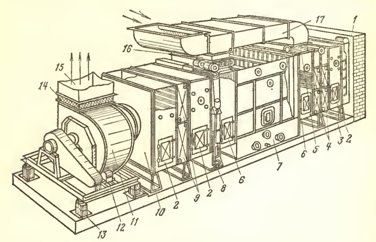



Рис. 22.2. Общий вид центрального кондиционера из типовых секций.
*1* — приемиый клапаи; *2* — секция обслуживаиия; *3* — подставка; *4* — секция калориферов первого подогрева; *5* — проходиой клапаи; *6* — смесительиая секция; *7* — камера орошеиия; *8* — секция масляиых фильтров; *9* — секция калориферов второго подогрева; *10* — переходиая секция к вентилятору; *11* — вентиляцяоииая устаиовкв; *12* — электродвигвтель; *13* — виброамортизаторы; *14* — гибкая вставка; *15* — воздуховод приточиого воздуха; *16* — воздуховод второй рециркуляции воздуха; *17* — воздуховод первой рециркуляции воздуха.

В продольном сечении кондиционер представляет собой ряд последовательно соединенных секций. Общий вид кондиционера КТ приведен на рис. 22.2, где указаны отдельные элементы и детали установки.

## 22.2. Секции подогрева

Воздухонагреватели центральных кондиционеров КТ комплектуются из базовых одно-, двух- и трехрядных (по числу рядов нагревательных элементов) теплообменников высотой 1000 и 1500 мм. Нагревательные элементы выполняются из оцинкованных стальных труб диаметром 22×2 мм со спиральнонавивной стальной лентой

шириной 10 мм, толщиной 0,4 мм и с шагом оребрения 4 мм. Секции предназначены для подогрева воздуха горячей водой с температурой до 150 °С или паром с избыточным давлением до 0,6 МПа.

На рис. 22.3 приведена секция подогрева с обводным каналом и однорядным базовым теплообменником.

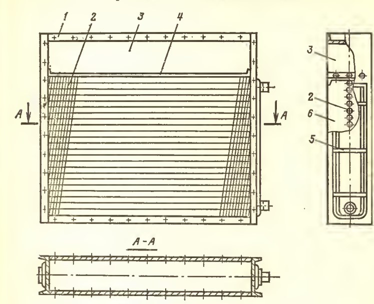



Рис. 22.3. Секция подогрева воздуха.

*1* — каркас секции; *2* — нагревательный элемент; *3* — обводной канал; *4* — крышка; *5* — перегородка; *6* — трубная решетка.

Технические характеристики базовых теплообменников КТ и воздухонагревателей, скомплектованных из базовых теплообменников для кондиционеров различной производительности, приведены в табл. 22.1 и 22.2.

При выборе необходимых к установке секций подогрева центральных кондиционеров КТ следует провести поверочный тепловой расчет воздухоподогревателей. Методика расчета в целом такая же, как и для калориферов систем вентиляции (см. § 16.4). Ниже приводятся лишь некоторые положения, которые следует учитывать при тепловых расчетах секций подогрева кондиционеров КТ.

Таблица 22.1

**Техническая характеристика базовых теплообменников КТ [19]**

| Теплообменник | Число рядов | Теплопередающая поверхность, м² | Число ходов | Число трубок в ходе | Площадь живого сечения для хода воды, м² | Общее число трубок | Гидравлическое сопротивление, кПа, при скорости, м/с | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | 0,2 | 0,7 | 1,5 |
| Однометровый | 1 | 27,8 | 4 | 5<br>6 | 0,00127<br>0,00152 | 23 | 0,100 | 0,900 | 4,000 |
| | 2 | 54,5 | 4 | 10<br>12 | 0,00254<br>0,00305 | 46 | 0,140 | 1,900 | 9,000 |
| | 3 | 81,4 | 4 | 15<br>18 | 0,00381<br>0,00457 | 69 | 0,165 | 2,500 | 12,000 |
| Полутораметровый | 1 | 41,6 | 6 | 5<br>6 | 0,00127<br>0,00152 | 35 | 0,110 | 1,100 | 5,000 |
| | 2 | 82,8 | 6 | 10<br>12 | 0,00254<br>0,00305 | 70 | 0,150 | 2,000 | 9,600 |
| | 3 | 123,8 | 6 | 15<br>18 | 0,00381<br>0,00457 | 105 | 0,170 | 2,600 | 13,000 |

В табл. 22.3 даны значения коэффициентов $B$, $n$, $p$ и $b$, приведенных в формулах (16.2) и (16.4). Этими данными следует пользоваться при определении гидравлического сопротивления и коэффициентов теплопередачи базовых теплообменников кондиционеров КТ.

Поверочный тепловой расчет секций подогрева упрощается из-за наличия унифицированных схем компоновки базовых теплообменников и их обвязки трубопроводами для различных типов кондиционеров (см. табл. 22.1, 22.2 и [13, рис. 42]).

По заданному расходу воздуха выбирают тип кондиционера (КТ-30, КТ-40 и т. д.) и компоновку базовых теплообменников. Таким образом, находят площади сечения для воздушного и водяного потока в воздухопо-

Таблица 22.2

**Техническая характеристика воздухоподогревателей [19]**

| Номинальная производительность по воздуху, тыс. м³/ч | Количество базовых теплообменников высотой, м | | Поверхность теплоотдачи воздухоподогревателя, м² | | | Площадь живого сечения для прохода воздуховода, м² |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 1,5 | однорядного | двухрядного | трехрядного | |
| *Секции без обводного канала* | | | | | | |
| 30 | 2 | — | 55,8 | 111,6 | 167,4 | 1,44 |
| 40 | 1 | 1 | 68,9 | 137,8 | 206,7 | 1,83 |
| 60 | 4 | — | 111,6 | 223,2 | 334,8 | 2,88 |
| 80 | 2 | 2 | 137,8 | 275,6 | 413,4 | 3,66 |
| 120 | 2 | 4 | 223,2 | 446,4 | 669,6 | 5,76 |
| 160 | 4 | 4 | 277,8 | 555,6 | 833,4 | 7,24 |
| 200 | 3 | 6 | 331,5 | 863,0 | 992,1 | 8,7 |
| 250 | 4 | 4 | 416,7 | 833,4 | 1250 | 10,86 |
| *Секции с обводным каналом* | | | | | | |
| 30 | — | 1 | 41,6 | 83,2 | 124,8 | 1,09 |
| 40 | 2 | — | 55,8 | 111,6 | 167,4 | 1,44 |
| 60 | — | 2 | 83,2 | 166,4 | 249,6 | 2,18 |
| 80 | 4 | — | 111,6 | 223,2 | 334,8 | 2,82 |
| 120 | — | 4 | 166,4 | 332,8 | 499,2 | 4,36 |
| 160 | 2 | 4 | 223,6 | 446,4 | 669,6 | 5,76 |
| 200 | — | 6 | 249,6 | 499,2 | 746,4 | 6,54 |
| 250 | 3 | 6 | 334,8 | 669,6 | 1004,4 | 8,64 |

догревателе. Затем по формулам (16.8), (16.9), (16.2) и (16.1) определяют массовую скорость воздуха, линейную скорость греющей воды, коэффициент теплопереда-

Таблица 22.3

**Значения коэффициентов $B$, $n$, $p$ и $b$ (по данным ВНИИкондвентмаша)**

| Теплообменник | $B$ | $n$ | $p$ | $b$ |
|---|---|---|---|---|
| Однорядный | 17,5 | 0,473 | 0,136 | 1,54 |
| Двухрядный | 15,7 | 0,490 | 0,135 | 2,03 |
| Трехрядный | 14,9 | 0,490 | 0,130 | 2,85 |

Примечание. Значения коэффициентов получены при изменении массовой скорости воздуха от 4 до 10 кг/(м²·с) и скорости воды в трубках от 0,2 до 1,0 м/с.

чи и необходимую поверхность нагрева воздухоподогревателя.

### 22.3. Поверхностные воздухоохладители

В центральных кондиционерах для охлаждения воздуха кроме камер орошения применяются поверхностные воздухоохладители, питаемые холодной водой. Поверхностные неорошаемые воздухоохладители для кондиционеров типа КТ, так же как и секции подогрева, комплектуются из базовых двух- и трехрядных стальных теплообменников. На рис. 22.4 приведены конструкции неорошаемых воздухоохладителей для кондиционеров небольшой производительности.

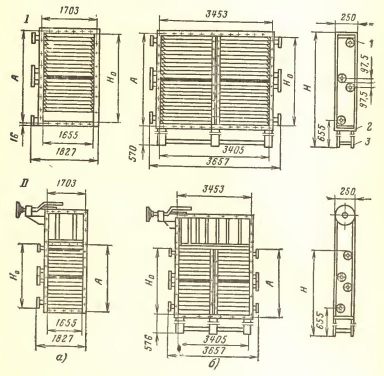



Рис. 22.4. Воздухоохладители.

*а* — для кондиционеров КТ-30 и КТ-40; *б* — для кондиционеров КТ-60 и КТ-80; *I* — без обводного канала; *II* — с обводным каналом; *1* — стенка верхняя; *2* — стенка нижняя; *3* — подставка.

Промышленностью выпускаются орошаемые поверхностные воздухоохладители. Орошаемые охладители состоят из однорядной форсуночной камеры, работающей на рециркуляционной воде, и поверхностных теплообменников. На рис. 22.5 изображена конструкция типового поверхностного орошаемого воздухоохладителя.

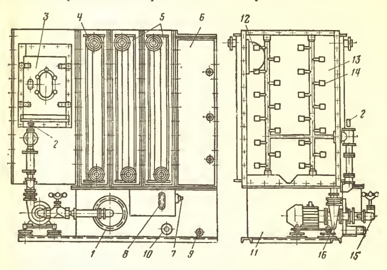



Рис. 22.5. Типовой поверхностный орошаемый воздухоохладитель.

*1* — фильтр для очистки воды; *2* — манометр; *3* — герметическая дверка; *4* — трехрядный теплообменник; *5* — двухрядный теплообменник; *6* — каплеуловитель; *7* — труба для подпитки; *8* — водомерное стекло; *9* — труба для слива; *10* — труба для перелива; *11* — поддон; *12* — светильник; *13* — оросительная камера; *14* — форсунки; *15* — вентиль для регулирования давления воды в форсунках; *16* — рециркуляционный насос.

Избыточное давление воды в теплообменниках должно быть не более 0,6 МПа, а перед форсунками — около 0,12—0,15 МПа. Скорость хладоносителя в трубках воздухоохладителя принимают от 0,5 до 1,2 м/с.

Поверхностные воздухоохладители имеют ряд преимуществ по сравнению с оросительными камерами: возможность сухого охлаждения воздуха до любой температуры выше точки росы в зависимости от температуры хладоагента, применение последнего с температурой замерзания ниже нуля, упрощение схемы хладоснабжения, выполняемой по закрытой схеме, возможность использования в зимний период воздухоохладителей в качестве секций подогрева.

**Расчет типовых поверхностных воздухоохладителей.** Поверхность нагрева воздухоохладителей $F$, м², определяется по формуле

$$F = \frac{G(I_1 - I_2) \cdot 10^3}{k\Delta t}, \qquad (22.1)$$

где $G$ — расход воздуха через воздухоохладитель, кг/с; $I_1$, $I_2$ — энтальпия воздуха до и после воздухоохладителя, кДж/кг; $\Delta t$ — среднелогарифмическая разность температур теплоносителей, °C (для противотока, параллельного тока и противоточно-перекрестного движения воздуха и хладоносителя); $k$ — коэффициент теплопередачи воздухоохладителя, Вт/(м²·К).

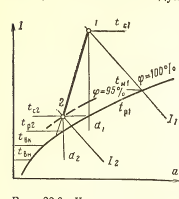



Рис. 22.6. К расчету поверхностных воздухоохладителей.

Коэффициент теплопередачи для типовых поверхностных стальных со спирально-навивным оребрением воздухоохладителей (по данным Е. Е. Карписа) может быть определен по формуле

$$k = a(v\rho)^m w^n (\overline{T}_0)^{-p}, \qquad (22.2)$$

где $v\rho$ — массовая скорость воздуха в воздухоохладителе, кг/(с·м²); $w$ — скорость хладоносителя (воды) в трубках воздухоохладителя, м/с; $a$, $m$, $n$ и $p$ — коэффициенты, полученные по данным экспериментов; $\overline{T}_0$ — температурный критерий, учитывающий влияние начальных параметров воздуха и хладоносителя:

$$\overline{T}_0 = \frac{t_{c1} - t_{м1}}{t_{c1} - t_{в.н}}; \qquad (22.3)$$

$t_{м1}$ — температура воздуха по мокрому термометру при входе в воздухоохладитель, °C; $t_{c1}$ — то же по сухому термометру, °C; $t_{в.н}$ — температура хладоносителя при входе в воздухоохладитель, °C.

При сухом охлаждении воздуха критерий $\overline{T}_0$ принимается равным единице. В расчете поверхностных воздухоохладителей принято считать, что относительная

влажность воздуха, выходящего из воздухоохладителя, равна 90—95%.

Для определения $\Delta t$ и $\overline{T}_0$ принимаются следующие соотношения (рис. 22.6): при противоточно-перекрестных воздухоохладителях $t_{в.к}=t_{р2}-(0{,}7\div1{,}5)$ °С; при перекрестных воздухоохладителях $t_{в.к}=t_{р2}-(2\div3)$ °С. Перепад температуры хладоносителя в воздухоохладителях обычно принимают равным $\Delta t_в=2\div3$ °С, т. е. $t_{в.н}=t_{в.к}-(2\div3)$ °С. Значения коэффициентов теплопередачи при различных режимах работы стальных воздухоохладителей приведены в табл. 22.4.

Таблица 22.4

**Формулы для определения коэффициентов теплопередачи $k$ для стальных поверхностных воздухоохладителей**

| Режим работы воздухоохладителя | Тип воздухоохладителя | Коэффициент теплопередачи $k$, Вт/(м²·К) |
|---|---|---|
| Сухое охлаждение воздуха | Четырехрядный | $k=9{,}74(v\rho)^{0{,}44}\,w^{0{,}18}$ |
| | Восьмирядный | $k=9{,}8(v\rho)^{0{,}57}\,w^{0{,}13}$ |
| Охлаждение и осушение воздуха без орошения поверхности | Четырехрядный | $k=10{,}3(v\rho)^{0{,}29}\,w^{0{,}22}\,\overline{T}_0^{-0{,}6}$ |
| | Восьмирядный | $k=14{,}9(v\rho)^{0{,}35}\,w^{0{,}22}\,\overline{T}_0^{-0{,}38}$ |
| Охлаждение и осушение воздуха при орошении поверхности распыляемой циркулирующей водой | Четырехрядный | $k=20{,}8(v\rho)^{0{,}23}\,w^{0{,}37}\,\overline{T}_0^{-0{,}51}$ |
| | Восьмирядный | $k=16{,}1(v\rho)^{0{,}41}\,w^{0{,}27}\,\overline{T}_0^{-0{,}38}$ |

Примечание. Приведенные в таблице формулы справедливы при массовой скорости воздуха $3<v\rho<8$ кг/(м²·с), скорости воды в трубках $0{,}3<w<1{,}15$ м/с и критерии $0{,}3<\overline{T}_0<0{,}57$.

Массовая скорость воздуха $v\rho$ и скорость хладоносителя в трубках воздухоохладителя $w$ определяются по формулам (16.8) и (16.9). Рекомендуемые значения скорости хладоносителя и массовой скорости воздуха: $w=0{,}6\div1{,}0$ м/с; $v\rho\leqslant6{,}0$ кг/(м²·с).

## 22.4. Оросительные камеры

Оросительные камеры[1] представляют собой устройства, в которых происходит термовлажностная обработка воздуха, разбрызгиваемой водой, для сообщения ему заданных температуры и влажности.

На рис. 22.7 приведена принципиальная схема двухрядной оросительной камеры центрального кондиционера.

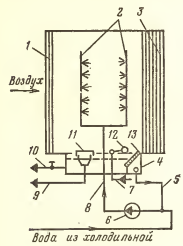



Рис. 22.7. Принципиальная схема оросительной камеры.

*1* — воздухораспределитель; *2* — стояки с форсунками; *3* — каплеуловитель; *4* — поддон; *5*, *7—10* — трубопроводы; *6* — циркуляционный насос; *11* — переливное устройство; *12* — шаровой клапан; *13* — фильтр для воды.

Воздух, поступающий в камеру, подвергается обработке мелко распыленной в форсунках водой. В зависимости от температуры последней воздух приобретает нужные параметры. Вода собирается в поддон и, пройдя через фильтры, целиком или частично (в зависимости от периода года) поступает к циркуляционному насосу. Подпиточное устройство с помощью шарового клапана поддерживает нужный уровень воды в поддоне, а избыток ее через переливную трубу стекает в сборный бак.

Отечественными заводами выпускаются двухрядные камеры орошения на номинальную производительность 10, 20, 40, 60, 80, 120, 160, 200 и 250 тыс. м³/ч.

На рис. 22.8 изображена конструктивная схема оро-

[1] Другой применяемый термин — «камеры орошения».

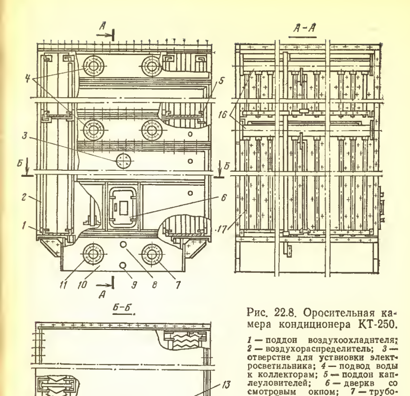



Рис. 22.8. Оросительная камера кондиционера КТ-250.

*1* — поддон воздухоохладителя; *2* — воздухораспределитель; *3* — отверстие для установки электросветильника; *4* — подвод воды к коллекторам; *5* — поддон каплеуловителей; *6* — дверка со смотровым окном; *7* — трубопровод к насосу; *8* — подвод воды к шаровому клапану; *9* — слив воды; *10* — поддон камеры; *11* — переливной трубопровод; *12* — переливное устройство; *13* — шаровой клапан; *14* — фильтр для воды; *15* — каплеуловитель; *16* — коллекторы для подвода воды к стоякам; *17* — стояки с форсунками.

сительной камеры кондиционера КТ-250 с обозначениями входящих в нее элементов.

Технические данные камер орошения кондиционеров КТ приведены в табл. 22.5.

Для распыления воды в камере применяются центробежные тангенциальные форсунки типа У-1 латунные или пластмассовые с подводящим каналом диаметром 7 мм и выпускными отверстиями диаметром 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5 и 6 мм (рис. 22.9). Вода проходит по каналу форсунки и поступает по касательной в цилиндрическую камеру,

где получает вращательное движение. Выходя из отверстия, струя воды за счет действия центробежных сил распадается на мельчайшие капли. На 1 м² поперечного сечения камеры принимается по 18 или 24 форсунок в каждом ряду. Факелы распыления воды первого ряда форсунок направлены по движению воздуха, второго — против движения.

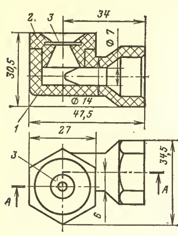



Рис. 22.9. Тангенциальная (угловая) форсунка типа У-1.

*1* — капроновый корпус; *2* — капроновая пробка; *3* — латунная шайба с выходным отверстием.

Производительность форсунки $g_ф$, кг/с, в зависимости от давления воды перед ней и диаметра выпускного отверстия определяется по формуле

$$g_ф = 1{,}18 \cdot 10^{-3} p_ф^{0{,}48} d_0^{1{,}38}, \quad (22.4)$$

где $p_ф$ — избыточное давление воды перед форсункой, кПа; $d_0$ — диаметр выпускного отверстия, мм.

Избыточное давление воды перед форсунками следует принимать в пределах 120—150 кПа.

Количество форсунок, устанавливаемых в камере орошения,

$$n = \frac{kW}{g_ф}, \quad (22.5)$$

где $W$ — расчетное количество воды, распыляемой в камере; $g_ф$ — производительность форсунки; $k$ — коэффициент запаса, учитывающий засорение форсунок ($k = 1{,}1 \div 1{,}2$).

**Расчет одноступенчатых камер орошения** [6]. Тепловой баланс камеры орошения при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду

$$G(I_1 - I_2) = W(t_{в.к} - t_{в.н})c, \quad (22.6)$$

откуда

$$B = \frac{W}{G} = \frac{I_1 - I_2}{c(t_{в.к} - t_{в.н})}, \quad (22.7)$$

где $c$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $G$ — количество воздуха, проходящее через камеру орошения, кг/с; $I_1$ и $I_2$ — начальная и конечная энтальпии обрабатывае-

Таблица 22.5

**Характеристика камер орошения кондиционеров КТ**

| Марка кондиционера | Количество форсунок при плотности | | | | Сопротивление камеры, Па | Масса, кг | Площадь поперечного сечения, м² | Номинальная массовая скорость в поперечном сечении, кг/(м²·с) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 18 шт./(м²×ряд) | | 24 шт./(м²×ряд) | | | | | |
| | В одном стояке | Всего | В одном стояке | Всего | | | | |
| КТ-30 | 9 | 108 | 12 | 144 | 110 | 1534 | 3,34 | 3,0 |
| КТ-40 | 12 | 144 | 16 | 192 | 123 | 1733 | 4,17 | 3,2 |
| КТ-60 | 9 | 234 | 12 | 312 | 110 | 2713 | 6,81 | 2,94 |
| КТ-80 | 12 | 312 | 16 | 416 | 123 | 3031 | 8,52 | 3,14 |
| КТ-120 | 9 | 468 | 12 | 624 | 110 | 4042 | 13,65 | 2,49 |
| КТ-160 | 12 | 624 | 16 | 832 | 123 | 5213 | 17,05 | 3,14 |
| КТ-200 | 9 | 720 | 12 | 960 | 110 | 5823 | 20,8 | 3,2 |
| КТ-250 | 12 | 960 | 16 | 1280 | 123 | 6826 | 25,8 | 3,24 |

мого воздуха, кДж/кг; $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ — начальная и конечная температура воды, °С; $B$ — коэффициент орошения воздуха, кг/кг.

Коэффициент эффективности теплообмена в камере орошения $E$:

для политропного процесса с понижением энтальпии воздуха (рис. 22.10, *а*) (теплый период года)

$$E_I = (I_1 - I_2)/(I_1 - I_{в.н}); \qquad (22.8)$$

для процесса адиабатного увлажнения воздуха (рис. 22.10, *б*) (холодный период года)

$$E_A = (t_{c1} - t_{c2})/(t_{c1} - t_{м1}), \qquad (22.9)$$

где $t_{c1}$, $I_1$ — соответственно температура, °С, и энтальпия воздуха, поступающего в камеру орошения, кДж/кг; $t_{c2}$, $I_2$ — то же выходящего из камеры; $t_{м1}$ — температура воздуха по мокрому термометру при входе в оросительную камеру, °С; $I_{в.н}$ — энтальпия насыщенного воздуха, кДж/кг, при начальной температуре воды $t_{в.н}$, подаваемой в камеру (рис. 22.10, *а*).

**Порядок расчета камеры в летнем режиме работы.** Заданными являются: отводимая от воздуха теплота $Q$,

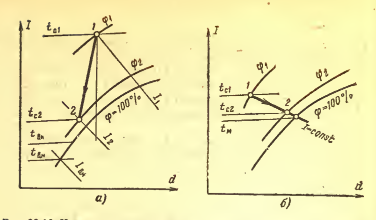



Рис. 22.10. К расчету камер орошения.

*а* — политропный процесс с понижением энтальпии и осушением воздуха; *б* — процесс адиабатного увлажнения.

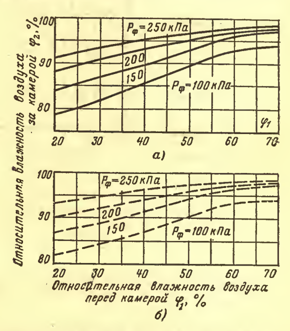



Рис. 22.11. К определению относительной влажности воздуха $\varphi_2$ после камеры орошения по известным значениям $\varphi_1$ и $p_ф$ (для форсунок диаметром $d_ф = 4{,}5 \div 5{,}5$ мм).

*а* — массовая скорость воздуха $v\rho = 2{,}8 \div 3{,}2$ кг/(м²·с); *б* — то же $v\rho = 2{,}2 \div 2{,}6$ кг/(м²·с).

начальные параметры воздуха и его конечная энтальпия. Определяются параметры и расход холодной воды.

1. По заданному расходу воздуха $G$, кг/с, и его параметрам $I_1$, $\varphi_1$ выбирают камеру орошения (см. табл. 22.5), находят ее поперечное сечение $F_к$ и число форсунок $n$.

2. Определяют массовую скорость воздуха в камере орошения $v\rho = G/F_к$.

3. По графику на рис. 22.11, задаваясь давлением воды перед форсункой, находят конечную влажность воздуха $\varphi_2$.

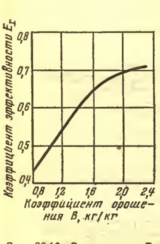



Рис. 22.12. Зависимость $E_I$ от коэффициента орошения.

Рис. 22.13. Зависимость $E_A$ от коэффициента орошения.

Кривая $а$—$d_ф$=3÷5 мм; кривая $б$ — $d_ф$ =4,5÷5,5 мм.

4. По уравнению (22.4) определяют производительность форсунки $g_ф$ и общий расход воды $W = g_ф n$ и затем коэффициент орошения $B = W/G$.

5. По графику на рис. 22.12 находят по известному значению $B$ коэффициент эффективности $E_I$.

6. Определяют по формуле (22.8) энтальпию насыщенного воздуха $I_{в.н}$ и на $I$, $d$-диаграмме находят $t_{в.н}$.

7. Из уравнения теплового баланса камеры (22.6) находят конечную температуру воды $t_{в.к}$.

Аналогично выполняют расчет камеры для зимнего режима работы. В этом случае пользуются выражением для $E_A$ (22.9) и графиком на рис. 22.13.

### 22.5. Воздушные фильтры

Воздушные фильтры предназначены для очистки воздуха от пыли. В типовых центральных кондиционерах широко применяются масляные самоочищающиеся фильтры.

Масляные самоочищающиеся фильтры кондиционеров состоят из двух бесконечных непрерывно движу-

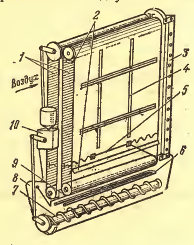



Рис. 22.14. Принципиальная схема масляного самоочищающегося фильтра.

*1* — металлическая сетка; *2* — маслосъемник; *3* — стойки каркаса фильтра; *4* — ограничители парусности; *5* — натяжное устройство; *6* — змеевик для подогрева масла; *7* — шнек для очистки бака от шлама; *8* — бак для масла; *9* — промыватель; *10* — привод фильтрующих сеток.

щихся металлических сеток (фильтровальных панелей), смоченных минеральным или висциновым маслом. Сетки натянуты между двумя валами. Верхний — ведущий, приводится во вращение электродвигателем с помощью редуктора. Первая по ходу воздуха сетка движется со скоростью 16 см/м, вторая — в 2 раза медленнее.

Частицы пыли, проходя с воздухом через сетки, прилипают к ним, а затем во время прохождения через бак смываются и оседают на дне, откуда шнеком отводятся в шламосборник. На рис. 22.14 изображена принципиальная схема масляного самоочищающегося фильтра и указаны его основные узлы.

Удельная воздушная нагрузка фильтра составляет $\omega = 10\,000$ м³/(м²·ч), а максимальное сопротивление по

воздуху — около 100 Н/м². Фильтры просты в эксплуатации, но требуют периодической смены масла в баке.

Периодичность смены масла в баке $z$, ч, масляного самоочищающегося фильтра

$$z = \frac{\sigma}{s_0 \varepsilon} \cdot \frac{V_б}{V} 10^6, \qquad (22.10)$$

где $\sigma$ — допускаемая концентрация пыли в масле, кг/л; $s_0$ — начальная запыленность воздуха, мг/м³; $\varepsilon$ — коэффициент очистки фильтра; $V_б$ — полезная емкость бака, л; $V$ — часовой расход воздуха через фильтр, м³/ч.

Коэффициент очистки фильтров

$$\varepsilon = 1 - (s/s_0), \qquad (22.11)$$

где $s_0$ и $s$ — концентрация пыли до и после фильтра, мг/м³.

Из выражения (22.11) следует

$$s = s_0 (1 - \varepsilon). \qquad (22.12)$$

В установках кондиционирования воздуха последний после очистки должен иметь $s \leq 0{,}25$ мг/м³.

Необходимая площадь фасадного сечения фильтра для прохода воздуха, м²,

$$F_ф = V/\omega,$$

где $V$ — часовой расход воздуха, м³/ч; $\omega$ — удельная нагрузка фильтрующей поверхности фильтра, м³/(м²·с).

Технические данные масляных самоочищающихся фильтров приведены в табл. 22.6.

Таблица 22.6

**Характеристика масляных самоочищающихся воздушных фильтров**

| Индекс фильтра | Кондиционер | Площадь рабочего сечения прохода воздуха, м² | Количество заливаемого масла, кг | Масса, кг |
|---|---|---|---|---|
| 03.200.0 | КТ-30 | 3,16 | 290 | 620 |
| 04.200.0 | КТ-40 | 3,94 | 290 | 650 |
| 06.200.0 | КТ-60 | 6,31 | 585 | 925 |
| 08.200.0 | КТ-80 | 7,86 | 585 | 1000 |

Последнее время масляные фильтры начинают заменять воздушными, сухими (фильтры типов ФРУ и ФР-2). На рис. 22.15 показан фильтр ФР-2, состоящий из каркаса (корпуса) и неподвижной решетки, на которую укладывается вручную в виде глубоких складок чистый фильтрующий материал из синтетических волокон. Этот

материал после запыления сматывается в рулон на катушку с помощью электропривода. Начальное сопротивление фильтра по воздуху составляет 60 Н/м², предельное 300 Н/м². После очистки фильтрующий материал может быть использован вновь.

Рулонные фильтры предназначены для очистки воздуха от пыли в условиях среднегодовой запыленности

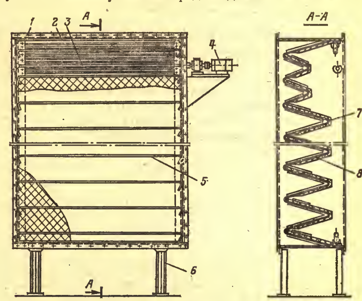



Рис. 22.15. Фильтр рулонный с объемным нетканым фильтрующим материалом.

*1* — каркас; *2* — прижимы; *3* — катушки; *4* — электропривод; *5* — толкатель; *6* — подставка; *7* — опорная решетка; *8* — фильтрующий материал.

воздуха до 1 мг/м³ и кратковременной запыленности — до 10 мг/м³.

С 1980 г. завод «Кондиционер» приступил к изготовлению центральных агрегатированных кондиционеров общепромышленного назначения типа КТЦ. Эти кондиционеры имеют такую же производительность, как и кондиционеры типа КТ, но выпускаются с применением одно- и двухрядных камер орошения, вентиляторов одностороннего и двустороннего всасывания, а также с вариантами размещения секций второго подогрева вне и внутри агрегата.

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ТРЕТЬЯ

# ЗАЩИТА ОТ ШУМА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

## 23.1. Источники шума, его распространение и вредное влияние на человека

Звук представляет собой волновое движение упругой среды и воспринимается органом слуха при воздействии звуковых волн в диапазоне частот от 16 до 20 000 Гц*. Звуковая волна характеризуется колебательной скоростью, звуковым давлением и интенсивностью. Частота колебаний звуковой волны измеряется в герцах (1 Гц равен одному колебанию в секунду), уровень звукового давления $L$ — в децибелах (дБ). Значение $L$, дБ, определяют по формуле

$$L = 20 \lg \frac{p_{\text{ср}}}{p_0}, \qquad (23.1)$$

где $p_{\text{ср}}$ — среднеквадратичное значение звукового давления, Па; $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ — пороговое значение звукового давления, Па.

Уровень звукового давления в октавных полосах измеряется шумомером по шкале С в децибелах, а общий уровень звука — по шкале А в дБА (децибел А). Изменение амплитуд составляющих шума в зависимости от частоты колебаний называется спектром шума. При определении спектра необходимо указывать ширину частотных полос. Обычно применяются октавные полосы, т. е. полосы частот, в которых верхняя граничная частота в 2 раза, а среднегеометрическая в 1,41 раза больше нижней.

Весь слышимый диапазон разделяют на восемь октавных полос со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. По характеру спектра шум различается на низкочастотный, среднечастотный и высокочастотный с соответственными максимумами звукового давления в области частот: ниже 300 Гц, 300—800 Гц и более 800 Гц. Под шумом понимают всякого рода звуки, нарушающие тишину или мешающие восприятию полезных звуков, а также звуки, оказывающие вредное или раздражающее действие на организм человека.

---

* В технике вентиляции и кондиционирования воздуха практически имеют место шумы с частотами в диапазоне 40—10 000 Гц.

Длительное воздействие шума вызывает необратимое изменение в органах слуха.

Влияние шума на организм человека показано ниже:

| Уровень звукового давления, дБ | Реакция организма на шум |
|---|---|
| Менее 120 . . . . . . | Отсутствие болевых ощущений |
| 120—140 . . . . . | Боль в ушах |
| 140—150 . . . . . . | Возможно механическое повреждение органов слуха |

Санитарными нормами устанавливаются допустимые уровни звукового давления, создаваемого в помещениях установками кондиционирования воздуха и механической вентиляции (табл. 23.1).

Таблица 23.1

Допустимые уровни звукового давления $L_{доп}$, дБ, от вентиляторных установок в производственных помещениях на постоянных рабочих местах

| Помещение | Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| Точной сборки, счетно-вычислительных машин, машинописного бюро | 83 | 74 | 68 | 63 | 60 | 57 | 55 | 54 |
| Лабораторий, табуляторов, перфораторных, магнитных барабанов, дистанционного управления | 94 | 87 | 82 | 78 | 75 | 73 | 71 | 70 |
| Постоянные рабочие места в производственных помещениях и на территории предприятий | 99 | 92 | 86 | 83 | 80 | 78 | 76 | 74 |

Источниками шума систем кондиционирования воздуха и механической вентиляции являются работающие механизмы — вентиляторы, электродвигатели, холодильные машины (в местных кондиционерах), воздухорегулирующие и воздухораспределительные устройства, а также элементы сети воздуховодов (разветвления, повороты, изменение поперечного сечения и др.). Шум, создаваемый вентилятором, передается по воздуховодам и проникает через приточные и вытяжные решетки в помещения или в окружающую атмосферу. Распространение воздушного шума происходит также через ограждающие конструкции, отверстия и щели в них. Кроме того, в строительных конструкциях зданий возникают колебания в слышимом диапазоне частот от динамических нагрузок, создаваемых работающими вентиляционными установками. В соответствии с нормативными данными снижение шума необходимо в тех случаях, когда в помещении октавный уровень звукового давления (в любой октавной полосе) больше допустимого на 3 дБ.

## 23.2. Методы снижения шума

Общими мероприятиями, позволяющими снизить уровень звукового давления в помещении до требуемого санитарными нормами, являются: применение более совершенных с акустической точки зрения оборудования (вентиляторы, кондиционеры) и коммуникации (воздушные каналы, воздухораспределительные устройства), выбор рационального режима работы вентилятора, размещение вентиляционного оборудования вне рабочего помещения, ограничение скорости движения в воздуховодах, звукоизоляция кондиционеров и воздуховодов, применение в помещениях звукопоглощающей облицовки и других звукопоглотителей, а в ряде случаев установка в системах кондиционирования воздуха специальных шумоглушителей.

Наиболее значительные шумы (аэродинамические и механические) возникают в вентиляторе. Аэродинамический шум является преобладающим и вызывается периодическими пульсациями давления, создаваемыми вращающимися лопатками и турбулентным движением потока. Механический шум возникает в результате вибрации стенок кожуха вентилятора, в подшипниках, в передаточном устройстве от электродвигателя к вентилятору. Снижению шума в вентиляторных установках способствуют следующие мероприятия: применение центробежных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, а также осевых вентиляторов; установка вентилятора на виброизолирующем основании; замена подшипников качения подшипниками скольжения; тщательная балансировка рабочего колеса вентилятора; непосредственное соединение вентилятора с электродвигателем или соединение через клиноременную передачу; применение мягких вставок между вентилятором и воздуховодом; снижение окружной скорости рабочего колеса до 25—30 м/с; поддержание режима работы вентилятора, близкого к режиму максимального КПД (с отклонением не более чем на 10%). При проведении акустических расчетов следует учитывать снижение уровней звуковой мощности в вентиляционной сети при прохождении воздуха от вентилятора к приточной решетке. Затухание шума в каналах происходит за счет трения воздуха о стенки, потерь в местных сопротивлениях, частичного поглощения шума ограждающими конструкциями. Значения различных потерь принимаются по справочным данным [13, 21], полученным опытным путем для всех октавных полос.

Звукопоглощающие материалы и конструкции, применяемые в системах кондиционирования воздуха и механической вентиляции, помимо своего основного назначения должны удовлетворять ряду требований, связанных с конкретными условиями их работы.

Так, в приточных вентиляционных системах применяют звукопоглощающие материалы, не выделяющие пыль, например винипор полужесткий, супертонкое волокно базальтовое или стеклянное. В вытяжных вентиляционных системах применяются минераловатные полужесткие плиты, а также мелкофракционный керамзит. Звукопоглощающие материалы, находящиеся в пожароопасных по-

мещениях, не должны быть горючими. В звукопоглощающих конструкциях сыпучие и волокнистые материалы должны применяться в сочетании с защитными «акустически прозрачными» оболочками, которые практически не ухудшают звукопоглощающих свойств материала. Такими оболочками могут служить некоторые ткани — павиол марки «Авиапол»[1], перфорированные листы или сетки, выполненные из металла или пластмасс.

**Глушители шума и методика их расчета.** В системах кондиционирования воздуха и механической вентиляции для снижения шума, распространяющегося по каналам, обычно применяют трубчатые, пластинчатые и камерные глушители, а также облицовку воздуховодов и поворотов изнутри звукопоглощающими материалами.

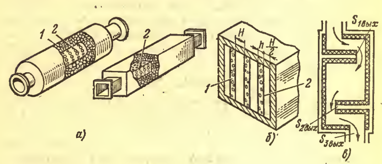



Рис. 23.1. Схемы глушителей.

*а* — трубчатый; *б* — пластинчатый; *в* — камерный; *1* — звукопоглощающий материал; *2* — сетка или перфорированная оболочка.

На рис. 23.1 приведены схемы различных конструкций глушителей со звукопоглощающим материалом — трубчатые глушители (рис. 23.1, *а*, *б*), выполненные в виде полностью облицованных каналов круглого или прямоугольного сечения; пластинчатые или щитовые глушители (рис. 23.1, *в*), представляющие собой набор параллельно и равномерно расположенных в канале пластин, заполненных звукопоглощающим материалом; камерные глушители (рис. 23.1, *г*). Выбор конструкций глушителей определяется размером воздуховода, допускаемой скоростью воздушного потока и требуемым снижением октавных уровней звукового давления. Размеры шумоглушащих устройств определяют по значениям требуемого снижения шума, полученным акустическим расчетом,

[1] Изготовляется из стеклоткани с односторонним покрытием поливинилхлоридной массой.

и по необходимой площади свободного сечения глушителя. Требуемая площадь свободного сечения $F_{св}$, м², глушителя находится из выражения

$$F_{св} \geqslant V/v_{доп}, \qquad (23.2)$$

где $V$ — объемный расход воздуха через глушитель, м³/с; $v_{доп}$ — допустимая скорость движения воздуха в глушителе, м/с.

Значения $v_{доп}$ для жилых и общественных зданий, вспомогательных зданий и помещений предприятий приведены в табл. 23.2. Превышение скорости воздушного потока значения $v_{доп}$ приводит к снижению акустической эффективности глушителя из-за образования в нем вторичной генерации шума. Для вентиляционных глушителей, которые подбираются по таблицам эффективности на 1 м длины глушителя, требуемую длину $l_{тр}$, м, определяют по формуле

$$l_{тр} = \Delta L_{тр}/\Delta L, \qquad (23.3)$$

где $\Delta L_{тр}$ — расчетное требуемое заглушение шума в данной октавной полосе, дБ; $\Delta L$ — затухание шума на 1 м длины глушителя, дБ/м (табл. 23.3).

Таблица 23.2

**Допустимые скорости движения воздуха $v_{доп}$ в глушителях**

| Допустимый уровень звука в помещении, дБА | 30 | 40 | 50 | 55 |
|---|---|---|---|---|
| Допустимая скорость движения воздуха в глушителе, м/с | 4 | 6 | 8 | 10 |

Примечание. В производственных зданиях предприятий скорость движения воздуха в глушителях не должна превышать 12 м/с.

Требуемое снижение уровней звукового давления $\Delta L_{тр}$, дБ (от одного источника шума), определяется как разность ожидаемого уровня звукового давления в расчетной точке помещения до осуществления мероприятий по снижению шума $L$ и допустимого уровня $L_{доп}$:

$$\Delta L_{тр} = L - L_{доп}. \qquad (23.4)$$

Значения $L_{доп}$ для производственных помещений приведены в табл. 23.1. Октавные уровни звукового давления в помещении $L$, дБ, определяются по формуле

$$L = L_{общ} - \Delta L_1 + \Delta L_2 - \Delta L_в, \qquad (23.5)$$

Таблица 23.3

**Удельное затухание шума $\Delta L$, дБ/м, в трубчатых глушителях при скорости потока не более 10 м/с**

| Поперечное сечение глушителя | $d$, мм | Удельное затухание шума, дБ/м, при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| $a$ 100 | 115 | 5,0 | 8,5 | 21,0 | 26,0 | 36,0 | 33,0 | 33,0 | 23,0 |
| | 195 | 3,5 | 6,5 | 15,0 | 18,0 | 21,0 | 20,0 | 16,0 | 10,5 |
| | 285 | 2,5 | 5,5 | 12,0 | 11,5 | 15,0 | 14,5 | 8,5 | 5,0 |
| | 375 | 1,5 | 4,0 | 10,5 | 10,0 | 13,0 | 12,0 | 8,0 | 4,5 |
| | 440 | 1,0 | 3,5 | 9,0 | 12,0 | 11,0 | 9,0 | 4,0 | 3,0 |
| $a$ 100 | 300 | 2,5 | 6,5 | 11,5 | 18,0 | 18,0 | 14,5 | 10,0 | 1,5 |
| | 370 | 2,0 | 5,0 | 9,0 | 13,5 | 14,0 | 9,0 | 5,5 | 1,5 |
| | 460 | 1,5 | 4,0 | 7,0 | 11,0 | 10,0 | 7,5 | 2,5 | 1,5 |

Примечание. Звукопоглощающий заполнитель — супертонкое стеклянное или базальтовое волокно, $\rho_{ср}=25$ кг/м³, минераловатные плиты, $\rho_{ср}=100$ кг/м³.

где $L_{общ}$ — общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов, дБ; $\Delta L_1$ — поправка, учитывающая распределение звуковой мощности по октавным полосам, дБ; $\Delta L_2$ — поправка, учитывающая влияние присоединения вентилятора к сети воздуховодов, дБ; $\Delta L_в$ — суммарное снижение (потери) уровня звуковой мощности шума вентилятора по пути распространения звука по воздуховодам, дБ.

Общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентиляторов

$$L_{общ}=\overline{L}+25\lg H+10\lg V+\delta, \qquad (23.6)$$

где $\overline{L}$ — критерий шумности, зависящий от типа и конструкции вентилятора, дБ (табл. 23.4). $H$ — полное давление, создаваемое вентилятором, кгс/м²; $V$ — объемный расход воздуха вентилятора, м³/с; $\delta$ — поправка на режим работы вентилятора, дБ.

Значения поправки δ, дБ, следующие:

| | |
|---|---|
| Отклонение режима работы вентилятора более чем на 20% режима с максимальным КПД . . | 4,0 |
| Отклонение менее чем на 20% . . . . . . . . | 2,0 |
| Отклонение менее чем на 10% . . . . . . . . | 0 |

Определение поправок на уровень звуковой мощности $\Delta L_1, \Delta L_2$ и $\Delta L_3$ производится с помощью специальных таблиц и графиков [13, 21].

Виброизолирующие устройства у вентиляторных агрегатов позволяют снизить динамические нагрузки на несущие строительные конструкции, что предотвращает их вибрацию, обусловливающую возникновение шума. Виброизоляция осуществляется путем применения виброизолирующих оснований (обычно пружинных) под агрегат и установкой мягких вставок между вентилятором и присоединенными к нему воздуховодами.

Таблица 23.4

Значения критерия шумности $\overline{L}$, дБ, для вентиляторов

| Тип и серия вентилятора | Критерий шумности $L$, дБ, для сторон | |
|---|---|---|
| | нагнетания | всасывания |
| *Центробежные* | | |
| Ц4-70, Ц4-76 | 41 | 38 |
| Ц14-46 | 47 | 42 |
| Ц9-55, Ц9-57, Ц10-28 | 47,5 | 43,5 |
| ЦП7-40 | 48 | 43 |
| Ц6-46 | 43 | 39 |
| ВВД | 48 | 40 |
| *Крышные* | | |
| КЦ 3-90, КЦ4-84В | 52 | 48 |
| Ц3-04 | 49 | 49 |

ГЛАВА ДВАДЦАТЬ ЧЕТВЕРТАЯ

# ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

## 24.1. Организация эксплуатации

Эффективная работа установок вентиляции и кондиционирования воздуха в значительной степени зависит от состояния эксплуатации этих установок. Поэтому на

предприятиях созданы отделы вентиляции или вентиляционные бюро (рис. 24.1). Вентиляционное бюро входит в отдел главного энергетика или главного механика предприятия. Непосредственное руководство работой вентиляционного бюро осуществляет начальник.

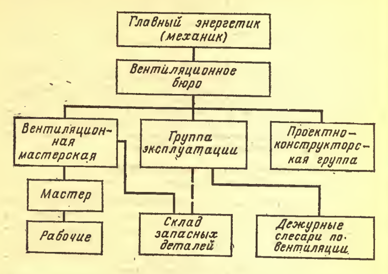



Рис. 24.1. Структурная схема вентиляционного бюро.

Группа эксплуатации выполняет следующие работы:

1) разрабатывает эксплуатационные инструкции;

2) составляет ведомости для планово-предупредительного ремонта;

3) контролирует и поддерживает заданный режим параметров воздуха рабочей зоны;

4) составляет заявки на материалы и оборудование;

5) проводит технические испытания по оценке эффективности работы оборудования вентиляции и кондиционирования воздуха;

6) контролирует состояние герметичности технологического оборудования на прорыв вредных паров, газов и пыли в помещение;

7) выполняет анализы проб воздуха в рабочей зоне, приточного и вытяжного общеобменной вентиляции и вытяжного воздуха после очистки в пылеуловителях.

Проектно-конструкторская группа разрабатывает ме-

роприятия по улучшению и реконструкции систем для создания в цехах эффективных режимов при минимальных затратах теплоты, холода, электроэнергии. Проектно-конструкторская группа участвует также в составлении паспортов на вентиляционные установки.

Дежурные слесари производят необходимые включения, выполняют текущее регулирование и мелкий ремонт. Каждая вахта ведет журнал технического обслуживания, в который заносятся основные эксплуатационные сведения — пуск, останов, режим работы, параметры воздуха рабочей зоны, неисправности, работы профилактического характера.

В целях удобства эксплуатации каждой вентиляционной установке производственного корпуса присваиваются условное сокращенное обозначение и порядковый номер. СН 460-74 рекомендуют следующие сокращенные обозначения и нумерацию установок: П2 — приточная установка № 2; В1 — вытяжная установка № 1; ВЗ8 — воздушная завеса № 8; ВОУ6 — воздушно-отопительная установка № 6. Сокращенные обозначения и порядковые номера наносят краской на корпус вентилятора или на воздуховод.

### 24.2. Испытание систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Установки вентиляции и кондиционирования воздуха представляют собой сложные системы, состоящие из множества отдельных установок и узлов, взаимосвязанных в своей работе. После монтажа систем, а также в процессе эксплуатации проводятся испытания и наладка для повышения эффективности систем.

В зависимости от периода проведения и назначения испытания разделяются на три категории: пусконаладочные, санитарно-гигиенические, аэродинамические.

**Пусконаладочные испытания.** Они проводятся после окончания монтажа систем вентиляции и систем кондиционирования воздуха. В процессе пусконаладочных работ определяется соответствие установок проектным данным, получение исходных характеристик для последующей регулировки, определяется техническая готовность всех элементов установки к работе.

Испытания на санитарно-гигиеническую эффективность систем вентиляции и систем кондиционирования воздуха проводятся после пусконаладочных работ, а также после ввода в эксплуатацию нового технологического оборудования при проектной загрузке технологического оборудования. При небольшом объеме эти работы выполняются персоналом вентбюро, а при сложных и больших объемах привлекаются на договорных началах специальные наладочные организации.

Санитарно-гигиенические испытания проводятся с целью:

1) определения параметров воздуха в рабочей зоне;

2) определения концентрации газов и пыли в рабочей зоне, в приточном и вытяжном воздухе;

3) составления балансов воздуха, влаги, теплоты и балансов вредных паров, газов, пыли;

4) исследования воздухораспределения и аэродинамики помещений.

Результаты испытаний сравниваются с проектными данными и разрабатываются мероприятия по достижению нормируемых параметров воздуха.

Санитарно-гигиенические испытания проводятся в те периоды года, в которые поступление теплоты, влаги, вредных веществ в помещение будет наибольшим. Испытание и наладку проходят следующие элементы систем вентиляции и кондиционирования воздуха: фильтры, пылеуловители, камеры орошения, вентиляторы, калориферные установки, воздушные души, воздушные завесы и др.

**Приемо-сдаточные испытания.** После проведения технических испытаний и пусконаладочных работ системы вентиляции и кондиционирования воздуха принимаются в постоянную эксплуатацию. Для этого назначается комиссия в составе начальника вентиляционного бюро, начальника цеха, представителей проектной организации, инженера по охране труда, представителя санитарного надзора. Начальник вентиляционного бюро представляет комиссии следующие документы: проект, разрешения органов санитарного надзора, пожарной охраны, технической инспекции профсоюзов, акты отступлений при монтаже от проекта и паспорт установки.

Приемка состоит в осмотре установок, пробном пуске, проведении испытаний на эффективность. По результатам приемки составляется акт, в котором отмечаются отступление от проекта, результаты пусконаладочных работ, качество строительно-монтажных работ, перечень недоделок, подлежащих устранению.

Каждая установка, сдаваемая в эксплуатацию, должна иметь технический паспорт, журнал эксплуатации и инструкцию по эксплуатации.

В паспорте приводятся техническое описание установки, результаты испытаний, техническая характеристика всех элементов и в целом всей установки.

### 24.3. Приборы для проведения испытаний, регулировки и наладки

**Определение параметров воздуха.** Температура воздуха измеряется термометрами или термопарами. Влажность воздуха определяется психрометрическим методом, разработанным русским ученым Г. В. Рихманом.

На рис. 24.2 показан аспирационный психрометр. Хвостовые части сухого *1* и мокрого *3* термометров защищены никелированными гильзами *5*, *6* от воздействия лучистой теплоты. Трубки *6* объединены в общий канал *4*, который соединен с вентилятором *2*. Вентилятор действует от пружины или от электродвигателя. При работе вентилятора через трубки *5* просасывается воздух с постоянной скоростью. При этом температура мокрого термометра *3* будет ниже температуры сухого *1* за счет испарения воды с поверхности ткани *7* мокрого термометра.

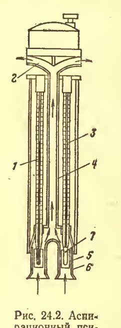


Рис. 24.2. Аспирационный психрометр.

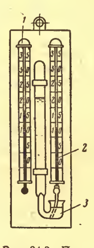


Рис. 24.3. Психрометр Августа.
*1*, *2*—сухой и мокрый термометры; *3* — резервуар с водой.

По показаниям сухого $t_с$ и мокрого $t_м$ термометров по формуле психрометра определяется парциальное давление водяного пара в воздухе:

$$p_п = p_{н.м} - Ap_б(t_с - t_м), \qquad (24.1)$$

где $p_{н.м}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре мокрого термометра, Па; $A$ — психрометрический коэффициент, равный для аспирационного психрометра $A = 0{,}677 \cdot 10^{-3}$ 1/К; $p_б$ — барометрическое давление, Па; $t_с$ и $t_м$ — температура сухого и мокрого термометра.

Относительную влажность воздуха определяют по формуле

$$\varphi = p_п/p_{н.с}, \qquad (24.2)$$

где $p_{н.с}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре сухого термометра.

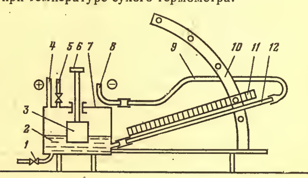



Рис. 24.4. Микроманометр.

По формулам гл. 2 можно определить и другие параметры воздуха — влагосодержание, энтальпию.

Для быстрого определения относительной влажности составлены психрометрические таблицы.

Оперативный контроль температуры и относительной влажности воздуха помещений определяется чаще всего по показаниям психрометра Августа (рис. 24.3). Здесь мокрый термометр не защищен от радиационной теплоты. Значение относительной влажности воздуха определяется с помощью прилагаемой к прибору таблицы.

Измерение скоростного, статического и полного давлений производится пневмометрическими трубками, соединенными с микроманометром. Микроманометр (рис.

24.4) состоит из закрытого резервуара *2*, в который через пробку *5* заливается жидкость (этиловый спирт). К резервуару через соединительную резиновую трубку подключена стеклянная трубка *12* со шкалой *11*, градуированной в миллиметрах. Трубка *12* может устанавливаться на секторе *10* под разными углами в зависимости от измеряемого давления.

Давление, замеряемое прибором, Па, определяется по формуле

$$p = glk, \qquad (24.3)$$

где $g = 9{,}81$, м/с² — ускорение свободного падения; $l$ — показания прибора, мм; $k$ — коэффициент прибора, указанный на секторе *10*:

$$k = \sin \alpha \rho_ж,$$

$\alpha$ — угол наклона трубки *12*; $\rho$ — плотность залитой в прибор жидкости, кг/м³.

Штуцеры *4* и *8* служат для подключения прибора к местам измерения. Перед замером уровень жидкости в трубке *12* устанавливается на нужное положение винтом *6*, опускающим или поднимающим цилиндр *3*. На крышке *7* имеется рычаг переключения, которым прибор соединяется или разъединяется с измерительными шлангами *4* и *9*. Для установки прибора по уровню имеются установоч-

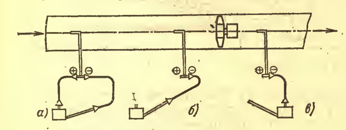



Рис. 24.5. Схема измерения давлений.
*а* — динамическое давление; *б* — статическое на стороне всасывания; *в* — на стороне нагнетания.

ные винты. Кран *1* служит для слива жидкости. Схемы измерения показаны на рис. 24.5.

Скорости воздушных потоков измеряются пневмометрическими трубками, анемометрами, термоанемометрами.

При замере скорости воздуха пневмометрическими трубками измеряется динамическое давление (рис.

24.5, *а*) и из формулы

$$p_д = (v^2/2)\rho \qquad (24.4)$$

определяется скорость, м/с:

$$v = \sqrt{(2p_д/\rho)}, \qquad (24.5)$$

где $\rho$ — плотиость воздуха, кг/м³.

**Измереиие скорости воздуха в воздуховоде методом графического интегрироваиия.** Для иахождеиия средней скорости потока сечение воздуховода разбивается иа ряд элементарных колец (рис. 24.6, *а*). Объемный расход воз-

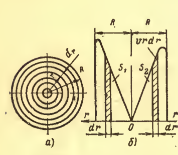



Рис. 24.6. К измереиию скорости воздуха методом графического интегрирования.

*а* — разбивка круглого сечения воздуховода яа ряд колец; *б* — графическая зависимость $vr$ от $r$.

Рис. 24.7. Крыльчатый анемометр.

духа через элемеитариое кольцо с радиусом $r$, площадью $2\pi r dr$ при скорости $v$

$$dL = vdS = \pi r v_1\, dr + \pi r v_2\, dr,$$

где $v_1$, $v_2$ — скорости воздуха в левом и правом полукольцах.

Объемиый расход через все сечение

$$L = \pi\int_0^R r v_1\, dr + \pi\int_0^R r v_2\, dr.$$

Величину $L$ определяют графическим методом. Для этого строят график (рис. 24.6, *б*) в координатах $vr$ и $r$. Площади под кривыми выражают собой в определенном

масштабе расход воздуха через сечение воздуховода:

$$L = \pi (S_1 + S_2) M, \qquad (24.6)$$

где $M$ — масштаб площадей $S_1$ и $S_2$.

Значение масштаба определяется по формуле

$$M = m_1 m_2,$$

где $m_1$ — масштаб скорости, м/с, в 1 мм по графику; $m_2$ — масштаб радиуса.

Средняя скорость в воздуховоде

$$v_{ср} = \frac{L}{\pi D^2/4}. \qquad (24.7)$$

Анемометры применяются для измерения скорости движения в воздуховодах, отверстиях забора и вытяжки, проемах ограждений машин, проемах ворот, дверей. Анемометр впервые был разработан М. В. Ломоносовым. В вентиляционной технике находят применение две модели анемометра — крыльчатый и чашечный. Крыльчатый анемометр (рис. 24.7) представляет собой крыльчатку, которая устанавливается в потоке воздуха. Счетный механизм прибора регистрирует частоту вращения за время отсчета, обычно равное 30 или 60 с. К прибору прилагается тарировочная кривая, дающая зависимость скорости воздуха от частоты вращения крыльчатки. Крыльчатый анемометр применяется для измерения скоростей в пределах 0,5—10 м/с.

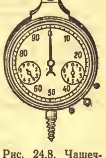



Рис. 24.8. Чашечный анемометр.

Чашечный анемометр (рис. 24.8) вместо крыльчатки имеет вертушку из четырех чашек-полушарий; применяется для измерения скоростей от 1 до 30—40 м/с.

Электроанемометр служит также для измерения скоростей воздушного потока и подвижности воздуха в рабочей зоне. Пределы измерения составляют 0,1—10 м/с. В качестве датчика измерения скорости используется микротермосопротивление, электрическое сопротивление которого изменяется в зависимости от интенсивности охлаждения датчика.

Принцип измерения скорости основан на охлаждении нагретого электрическим током датчика движущимся потоком воздуха. С увеличением скорости датчик охлаждается интенсивнее, что фиксируется измерительным устройством прибора.

Аэродинамические испытания систем вентиляции и кондиционирования воздуха проводятся с целью определения;

1) расходов воздуха в магистральных участках воздуховодов и во всех ответвлениях;

в) давлений во всех узлах воздуховодов;

3) значений аэродинамического сопротивления элементов системы (вентиляционных приточных камер, вытяжных камер, кондиционеров, фильтров, пылеуловителей и т. п.);

4) скорости воздуха в воздухозаборных и в воздуховытяжных отверстиях;

5) определения подсосов на участках всасывания и утечек на участках нагнетания;

6) составления балансов воздуха.

## 24.4. Техническое обслуживание систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Техническое обслуживание систем вентиляции и систем кондиционирования воздуха выполняется персоналом группы эксплуатации вентиляционного бюро и в первую очередь дежурными слесарями. Дежурные слесари осуществляют регулярный контроль эффективности работы систем и поддерживают оборудование систем в исправном состоянии. Контроль эффективности работы осуществляется по показаниям приборов пульта управления и приборам, установленным на рабочих местах. Исправность оборудования проверяется дежурным персоналом. Периодичность контроля отдельных элементов систем устанавливается эксплуатационными инструкциями.

**Обслуживание вентиляторных установок.** Нормальная работа вентилятора характеризуется плавным ходом, отсутствием постороннего шума и вибраций. Причинами появления вибраций и шума могут быть ослабление крепления рабочего колеса на валу, поломка лопаток рабочего колеса, износ подшипников, небалансировка рабочего колеса. При нормальной балансировке рабочее колесо при провертывании останавливается в разных положениях, а при разбалансировке — в одном и том же положении.

Для вентиляторов периодически проверяют правильность вращения рабочего колеса: колесо должно вращаться по развороту спирального кожуха вентилятора. При несоблюдении этого условия снижаются производительность и напор вентилятора. В отдельных производствах возможно осаждение на рабочем колесе и кожухе смолистых и других веществ, что приводит к снижению производительности, стуку рабочего колеса; в этом случае производится очистка рабочего колеса и кожуха от отложений. В процессе работы

клниовые ремни вытягиваются, увелнчивается проскальзывание ремня, снижается частота вращения вентнлятора. Для устранения этого производятся натяжка ремяей путем перемещеиня электродвигателя на салазках.

Перед пуском вентиляторов дежурный слесарь следнт за тем, чтобы все элементы (прнточные, вытяжные камеры, люки) иаходились в закрытом состояинн. Пуск вентиляторов производнтся при закрытых направляющих аппаратах или пусковых шиберах с последующим постепенным нх открытнем.

Шарикоподшнпникн смазываются не реже 1 раза в 2 мес. Прн нормальном режиме температура подшнпииков не должна превышать 70° С.

**Калориферные установки.** Калориферы обогреваются паром или горячей водой. Тепловой режим работы калорнферов регулируется в соответствии с температурой наружного воздуха. Наиболее эффективным является автоматическое регулирование. В процессе работы возможно загрязнение поверхности калорнферов, что приводит к снижению тепловой мощности и нарушению расчетных параметров воздуха в рабочей зоне. Поэтому поверхность калориферов систематически очищают от пыли. В зависимости от характера отложений может применяться механическая, пневматическая очистка или промывка водой.

При подаче в калориферы в качестве греющего теплоносителя горячей воды происходит загрязнение внутренней поверхиостя труб, поэтому трубы промываются не менее 1 раза в 2—3 года.

Включенне н отключенне калорнферов выполняются в соответствии с эксплуатационной инструкцией, при этом обращается особое внимание на недопущение замерзания воды в трубках, так как это приводит к выходу из строя калорнферов. Наиболее эффективна защита от замерзания с применением автоматического регулирования.

Прн паровом обогреве в период прогрева калорнферов конденсатоотводчик работает на прямой ход, а после разогрева прямой ход закрывается.

Особое внимание уделяется утепленным воздушным клапанам. Утепленные клапаны в закрытом положении должны быть герметичными и не допускать прорыва холодного воздуха в зону калорнфера.

**Фильтры и пылеуловители.** От технического состояния фильтров н пылеуловителей зависит эффективность очистки приточного и вытяжного воздуха. Главными требованиями надежной работы этих установок являются систематическая очистка от пыли, шлама и поддержание высокой герметичности оборудования.

В пористых сухих воздушных фильтрах прн достижении определенной степени запыленности фильтрующего слоя последний заменяется новым. Смена слоев выполняется в нерабочем состоянии.

В рулонных фильтрах типа ФРУ (см. рнс. 14.2) каждый запыленный рулон снимается и отправляется на очистку, а на его место ставится новый незапыленный.

Фильтры волокнистые типа ФяР (рамочные), смоченные висциновым маслом, периодически промываются в содовом растворе, просушиваются и вновь замасливаются. Периодичность очистки устанавливается опытным путем в зависимости от начального содержания пыли в воздухе. При смене фильтрующего материала особое внимание обращается на плотную укладку материала в ячейку.

Допускается промывка ячеек масляных фильтров струей горячей воды $t=60\div70°$ С под напором 0,2 МПа или пропаривание паром.

В самоочищающихся фильтрах типа ФС в зависимости от географического местоположения применяются индустриальные масла И-12А, И-20А и др.

При работе вентилятора не допускается остановка панелей движущегося фильтра, так как это приводит к забиванию пылью и снижению производительности по приточному воздуху.

При обслуживании контролируется работа механизма перемещения фильтрующих панелей. Одновременно проверяется направление движения фильтрующих полотен: наружные панели должны перемещаться сверху вниз. Уровень масла в ванне контролируется в установленные инструкцией сроки.

**Циклоны сухой очистки.** Эффективность очистки запыленного воздуха в циклонах зависит от скорости воздуха во входном патрубке; она должна быть в пределах 16—20 м/с. При обслуживании необходимо периодически очищать бункер от пыли и принимать меры к повышению герметичности циклона.

**Рукавные фильтры.** При обслуживании обращается внимание на работу механизмов встряхивания и на очистку бункеров от пыли. При износе рукавные фильтры заменяют новыми.

**Сети воздуховодов.** При эксплуатации проводится контроль состояния воздуховодов: наличие вмятин, повреждений, разрывов, неплотностей и т. п. Наличие неплотностей во фланцах воздуховодов приводит к выбросу или подсосу воздуха, поэтому следует обращать особое внимание на плотность фланцевых соединений. При обслуживании периодически проверяется прочность крепления воздуховодов к строительным конструкциям. Отверстия для осмотра и очистки воздуховодов в период работы должны быть плотно закрыты. Все воздуховоды должны быть окрашены антикоррозийными составами. Прокладки фланцевых соединений вырезают из картона толщиной 2—3 мм. Для увлажненного воздуха применяется резина. При установке прокладок нужно следить, чтобы они не выступали во внутрь воздуховода и не доходили до болтовых отверстий фланцев. Осмотр и очистка воздуховодов выполняются по графику.

**Местные отсосы.** При эксплуатации местных отсосов необходимо обеспечивать герметичность укрытия и высокую эффективность его работы. Для этого необходимо выполнять следующие работы: 1) не допускать нарушений герметичности в работе укрытий; 2) проверять скорость подсасывания воздуха через проемы; 3) содержать конструкцию отсосов в хорошем состоянии; 4) выполнять периодически осмотр и чистку элементов укрытия.

**Воздушные души.** При эксплуатации воздушных душей струя приточного воздуха направляется так, чтобы она наиболее полно омывала рабочего. Это достигается соответствующей установкой направляющих лопаток и поворотом всего патрубка в горизонтальной плоскости.

**Устройства аэрации** являются сложными механизмами систем естественной вентиляции, находящимися в верхней зоне покрытия и поэтому неудобными для эксплуатации. При обслуживании обращается главное внимание на исправность устройства управления створками аэрационных фонарей, которые подвергаются коррозии.

В зависимости от температуры наружного воздуха регулируют воздухообмен степенью открытия фонаря.

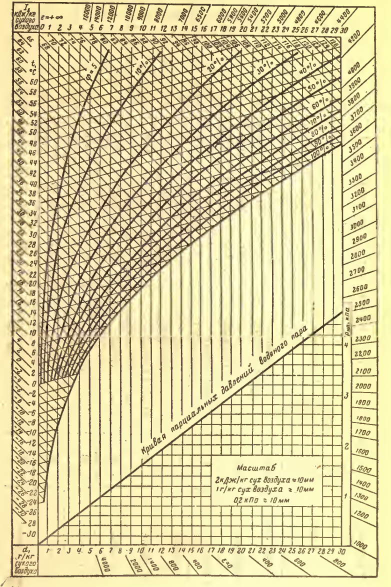
В холодный период приточный воздух подается в цех через проемы, расположенные на высоте не ниже 4 м от пола. В этот период года пространство между фонарями и между фонарем и ветрозащитным экраном необходимо очищать от снега.

Кондиционеры состоят из набора секций, обслуживание которых не отличается от обслуживания аналогичных узлов вентиляционных установок—вентиляторов, калориферов, масляных фильтров.

Как правило, режим работы кондиционера регулируется автоматически по датчикам, установленным в рабочем помещении. Регулировка датчиков и эксплуатация исполнительных механизмов кондиционера выполняются службой автоматизации.

В задачу дежурных слесарей входят следующие виды работы: в камере орошения производится регулярная очистка водяного фильтра и форсунок для распыления воды, периодически производится очистка отдельных секций кондиционера от пыли и шлама, контролируется работа центробежных насосов, подающих воду к форсункам.

**$I$, $d$-диаграмма воздуха для $p_б$=0,994 МПа (745 мм ртутного столба)**



Приложение 2

**Расчетные параметры наружного воздуха для некоторых городов СССР**

| Город | Расчетная географическая широта в °с.ш. | Барометрическое давление, кПа | Периоды года | Параметры А: Температура, °С | Параметры А: Энтальпия, кДж/кг | Параметры Б: Температура, °С | Параметры Б: Энтальпия, кДж/кг | Параметры В: Температура, °С | Параметры В: Энтальпия, кДж/кг |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Алма-Ата | 44 | 93,33 | Теплый<br>Холодный | 27,6<br>—12,0 | 51,5<br>—10,1 | 31,2<br>—27,0 | 54,5<br>—26,8 | 42<br>—36 | 81,7<br>—36,5 |
| Ашхабад | 36 | 97,33 | Теплый<br>Холодный | 36,0<br>—2,0 | 58,7<br>—1,7 | 39,0<br>—11,0 | 62,8<br>—7,9 | 47<br>—24 | 77,0<br>—25,1 |
| Баку | 40 | 101,33 | Теплый<br>Холодный | 28,3<br>1,0 | 65,8<br>4,2 | 31,7<br>—4,0 | 68,6<br>8,4 | 40<br>—13 | 81,3<br>—54,5 |
| Вильнюс | 56 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 21,6<br>—9,0 | 48,2<br>—5,0 | 26,1<br>—23,0 | 53,2<br>—22,1 | 34<br>—37 | 70,0<br>—36,8 |
| Горький | 56 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 21,2<br>—17 | 51,1<br>—15,5 | 26,8<br>—30 | 54,8<br>—29,7 | 37<br>—41 | 70,3<br>—41,0 |
| Душанбе | 46 | 91,33 | Теплый<br>Холодный | 34,3<br>—2,0 | 58,6<br>—12,2 | 36,8<br>—14,0 | 61,5<br>—11,7 | 43<br>—29 | 74,5<br>—26,4 |
| Ереван | 40 | 91,33 | Теплый<br>Холодный | 29,7<br>—8,0 | 55,2<br>—5,0 | 34,8<br>—19,0 | 62,9<br>—17,6 | 41<br>—31 | 72,7<br>—26,4 |
| Иваново | 56 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 22,2<br>—16 | 49,8<br>—14,2 | 27<br>—28 | 52,8<br>—27,6 | 38<br>—46 | 80,8<br>—46,1 |
| Кемерово | 56 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 21,8<br>—25 | 50,2<br>—24,3 | 27,3<br>—39 | 53,2<br>—38,5 | 38<br>—55 | 73,7<br>—55,3 |

Продолжение прилож. 2

| Город | Расчетная географическая широта в °с.ш. | Барометрическое давление, кПа | Периоды года | Параметры А: Температура, °С | Параметры А: Энтальпия, кДж/кг | Параметры Б: Температура, °С | Параметры Б: Энтальпия, кДж/кг | Параметры В: Температура, °С | Параметры В: Энтальпия, кДж/кг |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Киев | 52 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 23,7<br>—10,0 | 53,8<br>—6,7 | 28,7<br>—21,0 | 56,1<br>—19,7 | 39<br>—32 | 70,8<br>—31,9 |
| Кишенев | 48 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 26,0<br>—7,0 | 57,0<br>—2,9 | 30,2<br>—15,0 | 59,5<br>—13,0 | 39<br>—32 | 73,6<br>—32,0 |
| Краснодар | 44 | 97,33 | Теплый<br>Холодный | 28,6<br>—5,0 | 59,5<br>0 | 30,8<br>—19 | 63,6<br>—17,6 | 42<br>—36 | 84,6<br>—36,0 |
| Красноярск | 56 | 97,33 | Теплый<br>Холодный | 22,5<br>—22 | 49,4<br>—20,9 | 25,9<br>—40 | 51,5<br>—40,2 | 38<br>—53 | 66,6<br>—53,2 |
| Ленинград | 60 | 101,33 | Теплый<br>Холодный | 20,6<br>—11,0 | 48,0<br>—8,0 | 24,8<br>—25,0 | 54,1<br>—24,3 | 33<br>—36 | 67,0<br>—36,0 |
| Минск | 52 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 21,2<br>—10,0 | 50,0<br>—6,7 | 25,9<br>—25,0 | 53,6<br>—24,3 | 35<br>—39 | 69,0<br>—39,0 |
| Москва | 56 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 22,3<br>—14,0 | 49,5<br>—12,0 | 28,5<br>—25,0 | 54,1<br>—24,3 | 38<br>—40 | 70,0<br>—40,2 |
| Рига | 56 | 101,33 | Теплый<br>Холодный | 20,3<br>—9,0 | 47,3<br>—5,5 | 24,3<br>—20,0 | 51,1<br>—18,8 | 34<br>—35 | 66,7<br>—35,2 |

| Город | Расчетная географическая широта в °с.ш. | Барометрическое давление, кПа | Периоды года | Параметры | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | А | | Б | | В | |
| | | | | Температура, °С | Энтальпия, кДж/кг | Температура, °С | Энтальпия, кДж/кг | Температура, °С | Энтальпия, кДж/кг |
| Смоленск | 56 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 20,8<br>—13 | 49,0<br>—10,5 | 25,3<br>—26 | 53,2<br>—25,5 | 35<br>—41 | 75,4<br>—41,0 |
| Таллни | 60 | 101,33 | Теплый<br>Холодиый | 19,0<br>—9,0 | 47,3<br>—5,5 | 23,5<br>—21,0 | 51,1<br>—19,7 | 33<br>—32 | 64,5<br>—31,8 |
| Ташкент | 40 | 95,31 | Теплый<br>Холодиый | 33,2<br>—6,0 | 58,5<br>—2,5 | 35,7<br>—15,0 | 62,9<br>—13,4 | 44<br>—30 | 83,0<br>—29,7 |
| Тбилиси | 40 | 95,31 | Теплый<br>Холодный | 28,8<br>0 | 60,4<br>—5,9 | 34,7<br>—7,0 | 62,9<br>—3,8 | 40<br>—23 | 82,5<br>—22,2 |
| Ульяновск | 56 | 99,33 | Теплый<br>Холодный | 23,8<br>—19 | 51,1<br>—17,6 | 28,5<br>—31 | 54,4<br>—30,6 | 40<br>—48 | 75,8<br>—48,2 |
| Фруизе | 44 | 93,31 | Теплый<br>Холодиый | 28,9<br>—9,0 | 52,8<br>—6,3 | 34,4<br>—33,0 | 57,8<br>—22,2 | 42<br>—38 | 73,8<br>—38,2 |
| Чита | 52 | 93,33 | Теплый<br>Холодиый | 24<br>—30 | 49,4<br>—29,7 | 25,2<br>—38 | 53,2<br>—38,1 | 41<br>—49 | 69,9<br>—49,4 |

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баркалов Б. В., Карпис Е. Е.** Кондиционирование воздуха в промышлениых, общественных и жилых зданиях.— М.: Стройиздат, 1971.—270 с.

2. **Богословский В. Н.** Строительная теплофизика. — М.: Высшая школа, 1970.—376 с.

3. **Вентиляция и отопление цехов машиностроительных заводов:** М. И. Гримитлин, О. Н. Тимофеева, В. М. Эльтерман и др. — М.: Машиностроение, 1978.—272 с.

4. **Гусев В. М.** Теплоснабжение и вентиляция. — Л.: Стройиздат, 1975.—232 с.

5. **Дроздов В. Ф.** Отопление и вентиляция. Отопление. — М.: Высшая школа, 1976.—280 с.

6. **Кокорин О. Я.** Установка кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978. — 264 с.

7. **Максимов Г. А., Дерюгин В. В.** Движение воздуха при работе систем вентиляции и отопления. — Л.: Стройиздат, 1972.—97 с.

8. **Меклер В. Я. и Овчинников П. А.** Промышленная вентиляция и кондиционирование воздуха.— М.: Стройиздат, 1978.—312 с.

9. **Нестеренко А. В.** Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа, 1971. — 459 с.

10. **Отопление и вентиляция**/П. Н. Каменев и др. — М.: Стройиздат, 1975.—483 с.

11. **Отопление и вентиляция**/Под ред. В. Н. Богословского. — М.: Стройиздат, 1976. — 439 с.

12. **Пекер Я. Д., Мардер Е. Я.** Справочник по оборудованию для кондиционирования воздуха.— Киев: Будівельник, 1977.— 232 с.

13. **Пеклов А. А., Степанова Т. А.** Кондиционирование воздуха. — Киев: Вища школа, 1978. — 328 с.

14. **Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий.** СН 245-71.—М: Стройиздат, 1972 —98 с.

15. **Система стандартов безопасности труда.** (ГОСТ 12.1.005-76. Воздух рабочей зоны). — М.: Изд-во стандартов, 1978.

16. **Сканави А. Н.** Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. — М.: Стройиздат, 1977. — 135 с.

17. **Сорокин Н. С.** Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях. — М.: Легкая индустрия, 1974.—328 с.

18. **Справочник проектировщика.** Внутренние санитарно-технические устройства/Под ред. И. Г. Староверова. — М.: Стройиздат, 1976. — 429 с.

19. **Справочник проектировщика.** Внутренее санитарно-технические устройства — М.: Стройиздат, 1977. — 502 с.

20. Строительные нормы и правила. Строительная теплотехника. СНиП II-3-79. — М.: Стройиздат, 1979.—32 с.
21. Строительные нормы и правила. Защита от шума. Нормы проектирования. СНиП II-12-77. — М.: Стройиздат, 1978.—48 с,
22. Строительные нормы и правила. Нормы проектирования. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП II-33-75. — М. Стройиздат. 1976.— 112 с.
23. Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции. — М.: Стройиздат, 1979. — 295 с.
24. Хазанов И. С. Эксплуатация, обслуживание и ремонт вентиляционных установок машиностроительных предприятий. — М.: Машиностроение, 1976. — 295 с.
25. Энергетика и охрана окружающей среды/Под ред. Н. Г. Залогина и др. — М.: Энергия, 1979. — 352 с.

БОРИС НИКОЛАЕВИЧ ГОЛУБКОВ, БОРИС ИВАНОВИЧ ПЯТАЧКОВ,
ТАМАРА МИХАЙЛОВНА РОМАНОВА

**КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА, ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ**

Редактор А. В. Овсянников
Редактор издательства Т. И. Мушинска
Обложка художника Е. Н. Волкова
Технический редактор Н. А. Власова
Корректор З. Б. Драновская

ИБ № 2592

Сдано в набор 10.08.81. Подписано в печать 02.12.81. Т-29881. Формат 84×108$^{1}/_{32}$. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 12,18. Уч.-изд. л. 12,95 Заказ 856. Цена 45 к. Тираж 35 000 экз.

Энергоиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Владимирская типография «Союзполиграфпрома»
при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7.

45 к.